
Experimentelle Analyse von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons für die solarthermische Fassadenintegration

Dissertation

Katharina Morawietz



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Fraunhofer
ISE

Experimentelle Analyse
von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-
Thermosiphons
für die solarthermische Fassadenintegration

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Katharina Morawietz
aus Weißenburg in Bayern

Erstgutachter:	Prof. Dr.-Ing. Peter Stephan
Zweitgutachterin:	Dr.-Ing. Lena Schnabel
Tag der Einreichung:	17. Januar 2020
Tag der mündlichen Prüfung:	21. April 2020

Darmstadt 2020

D17

Morawietz, Katharina: Experimentelle Analyse von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons für die solarthermische Fassadenintegration

Darmstadt, Technische Universität Darmstadt

Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUpriints: 2020

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-116869

URL: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/11686>

Tag der mündlichen Prüfung: 21.04.2020

Veröffentlicht unter CC BY-SA 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/>

Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin und Projektleiterin am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, an dem ich seit 2012 für den Aufbau des Themenfelds „Heat-Pipes“ verantwortlich bin. Auf diesem Weg, der mit der Fertigstellung meiner Dissertation sicher auch ein wichtiges wissenschaftliches Etappenziel erreicht, haben mich viele Menschen begleitet.

Ich danke all den Studierenden, die den Aufbau des Themenbereichs „Heat-Pipes“ mit ihrer Praktikumsfähigkeit oder im Rahmen der Erstellung einer Abschlussarbeit unterstützt haben: Sören Voß, der in seiner Bachelorarbeit die Befüllereinrichtung für Wärmerohre am Fraunhofer ISE konstruierte; Valentine Frank, die in ihrer Bachelorarbeit das Befüllverfahren weiterentwickelte; Ikhwan Aliff Bin Abdul Halim, der sich in seiner Bachelorarbeit mit der Optimierung und Konditionierung von Heat-Pipes für den Laborbetrieb beschäftigte; Driss Kaddar, der in seiner Bachelorarbeit die objektorientierte Modellierung von Wärmerohren für die solarthermische Anwendung vorantrieb, und Torsten Will, der diese in seiner Masterarbeit erweiterte; Gregor Schaffeld, der in seiner Bachelorarbeit Messmethoden zur Bestimmung der Inertgasentwicklung in einer Aluminium-Heat-Pipe analysierte, und Lorenzo Tonon, der in seiner Masterarbeit Messkonzepte zur Bestimmung des thermischen Widerstands von solaren Wärmerohren untersuchte; und den Praktikantinnen und Praktikanten sowie wissenschaftlichen Hilfskräften Christian Kieper, Timo Methler, Tobias Röschl, Minh Trang Nguyen und Robin Krekeler, die alle auf ihre Weise und mit beeindruckender Motivation meine Arbeit am Fraunhofer ISE unterstützten.

Ich danke meinen Kolleginnen und Kollegen, die mich persönlich wie fachlich in den letzten Jahren beim Aufbau des Themenfelds und bei meiner wissenschaftlichen Arbeit unterstützten. Mein besonderer Dank gilt Theresa Paul, die mich fast von Beginn an in meiner Arbeit begleitete, erst als wissenschaftliche Hilfskraft, später als Laborbetreuerin. Ihren steten und vertrauensvollen Einsatz weiß ich sehr zu schätzen. Ebenso danke ich Christoph Thoma für die Laborbetreuung in den ersten Jahren und seinen fachkundigen Einsatz beim Aufbau des Heat-Pipe-Teststands. Nicht vergessen sind auch all die – in der Tat sehr zahlreichen – Kollegen, die mir in den ersten Jahren mit ausgeliehener Laborinfrastruktur unter die Arme griffen.

Mit dem Projekt „ArKol“, das für diese Arbeit den anwendungsrelevanten Rahmen bildet, war seit 2016 ein Projektkonsortium an meiner Seite, dessen Interdisziplinarität mich nach wie vor begeistert. Die Zusammenarbeit von Solarthermieexperten, Architekten, Fassadenbauern und Handwerkern bildet einen fachlichen Schatz, ohne den nicht nur das Projekt, sondern auch die vorliegende Arbeit nicht in vergleichbarer Qualität realisierbar gewesen wäre. Auch wenn ich die Teilprojektleitung für den „Streifenkollektor“ zum Fertigstellen meiner Dissertation im letzten Projektjahr abgeben durfte und ich mich aus dem Projektalltag zurückzog, gilt dem Projektkonsortium mein uneingeschränkter Dank für die fachlich und persönlich bereichernde Zusammenarbeit.

Herrn Dr. Hermann, meinem früheren Vorgesetzten und heutigen Koordinator für Innovationsprozesse, danke ich herzlich für die ersten Jahre der internen Betreuung der Arbeit am Fraunhofer ISE. Seine Kreativität und seine Denkanstöße möchte ich in meinem Arbeitsalltag nicht missen. Frau Dr. Schnabel, der Abteilungsleiterin für Wärme- und Kältetechnik am Fraunhofer ISE, danke ich ganz herzlich für die interne Betreuung der Arbeit in den finalen Jahren und die Übernahme des Koreferats. Sie lenkte – nach Jahren der zerborstenen, zersägten und mit Herstellungsfehlern gelieferten Heat-Pipes – meinen Fokus auf das Notwendige und schaffte mir den beruflichen Freiraum, um die Arbeit fertigzustellen. Herr Professor Stephan, der Institutsleiter des Instituts für Technische Thermodynamik (TTD) der TU Darmstadt, begleitete meine Arbeit nahezu von Beginn an. Sein fachlicher Input, seine Erfahrung und wissenschaftliche Vernetzung haben mir geholfen, den Blick auf die Wissenschaftlichkeit der Arbeit auch im „angewandten Projektalltag“ nicht aus den Augen zu verlieren. Ich danke Herrn Professor Stephan ganz herzlich für die Bereitschaft, meine externe Arbeit zu betreuen. Ich weiß dies sehr zu schätzen.

Mein größter Dank gilt meiner Familie und meinen Freunden, die mich, jeder und jede auf seine und ihre Weise, in all den Jahren, aber besonders im letzten Jahr, so großartig unterstützt haben. Ihr Verständnis und ihre Motivation haben mir die Kraft gegeben, den Weg ins Ziel zu laufen.

Und zuletzt danke ich meinen Heat-Pipes, meinen Thermosiphons und Wärmerohren, die es in all den Jahren geschafft haben, obwohl von einer meiner wissenschaftlichen Hilfskräfte nicht zu Unrecht als „zickig“ bezeichnet, für mich in erster Linie immer eines, nämlich „zauberhaft“ zu bleiben. Was könnte man sich mehr von einem Promotionsthema wünschen.

Freiburg, im November 2019

Katharina Morawietz

Kurzfassung

Die vorliegende Dissertation dient der experimentellen Analyse von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons für die solarthermische Fassadenintegration. Zwei-Phasen-Thermosiphons, die den Verdampfungs-/Kondensationskreislauf über die Schwerkraft aufrechterhalten, sind in der Lage, auch unter horizontaler Ausrichtung hohe Wärmeleistungen zu erzielen [7, 35]. Die gegenwärtig bestehende Datenlage zu thermischem Widerstand und Leistungsgrenzen von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons zeichnet jedoch, insbesondere für die Abhängigkeit von Füllgrad und Neigungswinkel, kein einheitliches Bild. Zudem wird ein häufig instationäres Verhalten beim Betrieb um die Horizontale beschrieben [7, 45, 55–58, 87]. Es ist nicht auszuschließen, dass das instationäre Verhalten von Zwei-Phasen-Thermosiphons im Horizontalen, gepaart mit unterschiedlichen Definitionen und Methoden zur Bestimmung der Leistungsgrenze, seinen Anteil an der unklaren Datenlage hat. Eine allein auf Literaturodaten beruhende Auslegung von Zwei-Phasen-Thermosiphons für die winkelflexible, auch horizontale Fassadenintegration ist folglich nicht möglich.

Im ersten Teil der vorliegenden Arbeit werden verschiedene Definitionen und Messmethoden zur Bestimmung der Leistungsgrenze hinsichtlich ihrer Eignung zur Beschreibung von solaren horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons untersucht. Die Arbeit stellt dabei einen umfassenden Überblick über Definitionen der Leistungsgrenze und den möglichen Einfluss auf die gemessene Leistungsgrenze solarer horizontaler und leicht geneigter Wärmerohre zur Verfügung. Es wird erkannt, dass keine der in der Literatur vorhandenen Definitionen der Leistungsgrenze allein stehend für die Beschreibung des komplexen instationären Betriebsverhaltens von Zwei-Phasen-Thermosiphons um die Horizontale geeignet ist. Stattdessen wird die Analyse und Bewertung des Grenzbetriebsverhaltens von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons anhand von sogenannten „Temperaturphänomen-Karten“ vorgeschlagen. Damit wird in der Arbeit eine Methodik entwickelt, mit der das komplexe Betriebsverhalten von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons abgebildet werden kann und die – in Verbindung mit einer breiten experimentellen Analyse – die Basis für eine fundierte Auslegung von Zwei-Phasen-Thermosiphons um die Horizontale liefern könnte.

Im zweiten Teil der Arbeit wird ein für die Anwendung in einem Test-Fassadenkollektor des Projekts „ArKol“ vorgesehener solarer Zwei-Phasen-Thermosiphon hinsichtlich seines Betriebsverhaltens – auch unter Anwendung der neu entwickelten Methodik der Temperaturphänomen-Karten – analysiert. Es zeigt sich, dass der thermische Widerstand des Test-Thermosiphons für einen Füllgrad von 30 % bei einer Neigung von 0° und $+0,5^\circ$ bei geringen Temperaturen vom erhöhten Widerstand zwischen Verdampfer und adiabater Zone dominiert wird. Für einen Füllgrad von 45 % wird der thermische Widerstand dagegen bei geringen bis mäßigen Temperaturen für alle gemessenen Winkel zwischen 0° und $+10^\circ$ vom Widerstand zwischen der adiabaten Zone und dem Kühlwasser bestimmt. Für 30 % Füllgrad wird in den betreffenden Betriebspunkten eine Austrocknung des Verdampfers, für

45 % Füllgrad eine Teilflutung des Kondensators vermutet. Die zur Analyse des Grenzbetriebsverhaltens herangezogenen Temperaturphänomen-Karten offenbaren, dass für einen Betrieb bei horizontaler Ausrichtung deutlich mehr Betriebspunkte vorliegen, denen ein stationäres oder nur leicht instationäres Verhalten zugeordnet werden kann, als bei geneigter Ausrichtung. Gleichzeitig treten in horizontaler Ausrichtung jedoch häufiger Phänomene hoher Instationarität auf, die den Wärmerohrbetrieb massiv gefährden. Ob eine geringere Leistungsgrenze für horizontale oder leicht geneigte Zweiphasen-Thermosiphons erkannt wird, hängt damit von der Definition des Leistungsgrenzphänomens ab. Auf Basis der durchgeführten Untersuchungen kann ein horizontaler Betrieb des Test-Thermosiphons im Test-Fassadenkollektor nicht ohne das Auftreten von den Wärmerohrbetrieb gefährdenden Temperaturphänomenen garantiert werden. Die Machbarkeit einer leicht geneigten Installation ist aufgrund der unter diesen Winkeln über einen breiten Betriebsbereich auftretenden mäßigen Instationaritäten in Dauer- und Geräuschtests zu prüfen.

Abstract

The purpose of this dissertation is the experimental analysis of horizontal and slightly inclined two-phase thermosiphons for solar thermal façade integration. Two-phase thermosiphons, which maintain the evaporation/condensation circuit by gravity, are able to transfer high amounts of heat even under horizontal orientation [7, 35]. However, the data currently available on thermal resistance and performance limits of horizontal and slightly inclined two-phase thermosiphons does not paint a uniform picture, especially when analysing the dependence on the filling ratio and inclination angle. In addition, a frequently transient behavior is described during operation around the horizontal orientation [7, 45, 55–58, 87]. It cannot be ruled out that the transient behaviour of two-phase thermosiphons in the horizontal orientation paired with different definitions and methods for the determination of the heat transfer limit may contribute to the unclear data situation. A design of two-phase thermosiphons for an angle-flexible, or even horizontal façade integration simply based on literature data analysis is therefore not possible.

In the first part of the present work different definitions and measurement methods for the determination of the heat transfer limit are examined regarding their suitability for the description of horizontal orientated and slightly inclined solar two-phase thermosiphons. The thesis provides a comprehensive overview of definitions of the heat transfer limit and the possible influence on the measured heat transfer limit of horizontal and slightly inclined solar heat pipes. It is recognized that none of the existing definitions of the heat transfer limit in the literature is suitable for the description of the complex transient operating behaviour of two-phase thermosiphons around the horizontal orientation. Instead, the analysis and evaluation of the limiting operating behaviour of horizontal and slightly inclined two-phase thermosiphons is proposed using so-called "temperature phenomenon maps". Thus, the thesis develops a methodology to map the complex operating behaviour of horizontal and slightly inclined two-phase thermosiphons which could provide - in combination with a broad experimental analysis - the basis for a well-founded design of two-phase thermosiphons around the horizontal orientation.

In the second part of the work, a solar two-phase thermosiphon intended for application in a test façade collector of the "ArKol" project is analysed with regard to its operating behaviour – along with using the newly developed methodology of temperature phenomenon maps. It is shown that the thermal resistance of the test thermosiphon is dominated by the increased resistance between evaporator and adiabatic zone for a filling ratio of 30 % at an inclination of 0° and $+0.5^\circ$ at low temperatures. For a filling ratio of 45 %, the thermal resistance is determined by the resistance between the adiabatic zone and the cooling water at low to moderate temperatures for all measured angles between 0° and $+10^\circ$. For the respective operating points for a filling ratio of 30 % a drying out of the evaporator is assumed, while for a filling ratio of 45 % a partial flooding of the condenser is assumed. The temperature phenomenon maps used for the analysis of the limiting operating behaviour reveal that there are

considerably more operating points for operation with horizontal than with inclined orientation to which a stationary or only slightly transient behaviour can be assigned. At the same time, however, phenomena of high instability occur more frequently in horizontal alignment, which massively endanger heat pipe operation. Therefore, whether a lower heat transfer limit is detected for horizontal or slightly inclined two-phase thermosiphons depends on the definition of the performance limit phenomenon. On the basis of the investigations carried out, a horizontal installation of the test thermosiphon in the test façade collector cannot be guaranteed without the occurrence of temperature phenomena endangering the heat pipe operation. The feasibility of a slightly inclined installation must be tested in endurance and noise tests due to the moderate instabilities occurring at these angles over a wide operating range.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort und Danksagung.....	I
Kurzfassung	III
Abstract	V
Inhaltsverzeichnis	VIII
Symbolverzeichnis	XI
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Grundlagen und Grundbegriffe	3
2 Stand der Wissenschaft und Technik und Ziel der Arbeit.....	9
2.1 Horizontale und leicht geneigte Zwei-Phasen-Thermosiphons	9
2.2 Definition und Messmethode zur Bestimmung der Leistungsgrenze.....	17
2.3 Ziel und Aufbau der Arbeit.....	23
3 Beschreibung der Testkörper	26
4 Methodik.....	30
4.1 Spezifizierung der Messmethode	30
4.2 Spezifizierung der Versuchsparameter	31
4.3 Spezifizierung der Messgrößen.....	36
4.4 Spezifizierung des Messverfahrens.....	40
4.4.1 Beschreibung der Messdurchführung	40
4.4.2 Beschreibung des experimentellen Aufbaus	44
4.4.3 Maßnahmen zur Verringerung oder Detektion der Degradation von Testkörpern und Testaufbau.....	48
4.4.4 Maßnahmen zur Verringerung oder Quantifizierung der Messabweichung	51
4.5 Datenauswertung	53
4.5.1 Modellgleichungen der Messgrößen	53
4.5.2 Grafische Aufbereitung der Messwerte	56
4.5.3 Referenzen	58
5 Ergebnisse und Diskussion.....	60

5.1	Definition und Messmethode zur Bestimmung der Leistungsgrenze	60
5.1.1	Definition der Leistungsgrenze	60
5.1.2	Messmethode zur Bestimmung der Leistungsgrenze.....	70
5.1.3	Einführung der Phänomenkarten.....	74
5.2	Betriebsverhalten.....	79
5.2.1	Betriebsverhalten unter negativer Neigung	80
5.2.2	Betriebsverhalten im Horizontalen	82
5.2.3	Betriebsverhalten unter leicht positiver Neigung.....	96
5.2.4	Winkelvergleich und Zusammenfassung	105
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	109
	Literaturverzeichnis.....	114
	Abbildungsverzeichnis	122
	Tabellenverzeichnis	132
	Anhang.....	134
A	Maßnahmen zur Verringerung oder Quantifizierung der Messabweichung.....	134
A.1	Zufällige Einflüsse	134
A.2	Einfluss des Wärmestroms zwischen Kühlwasser und Umgebung sowie der nicht idealen Absolutkalibrierung	135
A.3	Einfluss der Wärmeverluste in der adiabaten Zone	136
A.4	Einfluss der Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur	138
A.5	Einfluss der Wärmekapazität des Kondensatorkühlers	140
A.6	Einfluss der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – diskrete Messpunkte	142
A.7	Einfluss der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – Abweichung Sensor- zu Wandtemperatur	144
A.8	Einfluss der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – Abweichung Wand- zu Dampftemperatur	146
A.9	Einfluss des Drifts der Sensoren.....	148
B	Messunsicherheitsbetrachtung	150
B.1	Grundlegendes	150
B.2	Tabellarische Zusammenfassung der Messunsicherheitsbudgets	153
B.3	Erläuterungen zu den Tabellen der Messunsicherheitsbudgets.....	165
C	Zeitverläufe der Stufentests.....	170
C.1	Test-Thermosiphon TS30.....	170

C.2	Test-Thermosiphon TS45	180
D	Zeitverläufe der Messmethodiktests	189
E	Phänomenkarten.....	195
F	Ergänzungen zu experimentellem Aufbau und Testkörpern	203
F.1	Ergänzende Abbildungen.....	203
F.2	Abschätzung des Wärmeübergangs an das Kühlwasser	204
G	Darstellung des Testkollektors „Demoflex“	209
H	Sonstiges	211

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

		In den Formeln verwendete Einheit
A	Fläche	m^2
b	Breite, Stärke	m
c	Empfindlichkeitskoeffizient	divers
C	Wärmekapazität	J/K
c'	Empfindlichkeitskoeffizient des zweiten Glieds der Tay- lorreihe (entspricht der zweiten Ableitung von f bzw. der ersten Ableitung von c)	divers
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/kgK
C_W	Empirischer Faktor bzgl. Wechselwirkung zwischen Dampf- und Flüssigphase	-
c_1	Linearer Wärmeverlustkoeffizient der Kollektorwir- kungsgradkennlinie	$\text{W/m}^2\text{K}$
c_2	Quadratischer Wärmeverlustkoeffizient der Kollektor- wirkungsgradkennlinie	$\text{W/m}^2\text{K}^2$
d	Durchmesser	m
f	Funktion	divers
F	Faktor zur Umrechnung der Unsicherheit in die Standardunsicherheit	-
F'	Kollektorwirkungsgradfaktor	-
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
G	Spezifische eintreffende Globalstrahlung	W/m^2
h_{Kontakt}	Kontaktwärmeübergangskoeffizient	$\text{W/m}^2\text{K}$
I_{el}	Elektrischer Strom	A
j	Messpunkt (zeitlich)	-
K	Kriterium	divers
$K_{\text{stat},T_{KK}}$	Stationaritätskriterium für die Temperatur des Konden- satorkühlers (Definition s. Kapitel A.5)	K/s
$K_{\text{stat},T_{KW,\text{ein}}}$	Stationaritätskriterium für die Kühlwassereintrittstem- peratur (Definition s. Kapitel A.4)	K/s
$K_{\text{stat},T_{KK},120}$	Mittlere Stationarität der Temperatur des Kondensator- kühlers im Auswertintervall; $K_{\text{stat},T_{KK}}(j = 120)$	K/s
$K_{\text{stat},T_{KW,\text{ein}},120}$	Mittlere Stationarität der Kühlwassereintrittstemperatur im Auswertintervall; $K_{\text{stat},T_{KW,\text{ein}}}(j = 120)$	K/s
l	Länge	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s

n	Laufindex	-
Nu	Nusseltzahl	-
P_{el}	Elektrische Leistung	W
\dot{Q}	Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{Demoflex,max}$	Maximal von einem Wärmerohr im Testkollektor „Demo-flex“ zu übertragende Leistung	W
\dot{Q}_{LG}	Leistungsgrenze	W
\dot{Q}_{Nutz}	Nutzleistung	W
\dot{Q}_{WW}	Wechselwirkungsgrenze	W
R	Thermischer Widerstand	K/W
Re	Reynoldszahl	-
s	Standardabweichung	divers
t	Zeit, Zeitpunkt	s
T	Temperatur	°C
u	Standardunsicherheit	divers
U	Unsicherheit	divers
U_{el}	Elektrische Spannung	V
V	Volumen	m ³
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
w_0	Leerrohrgeschwindigkeit des Dampfs	m/s
x	unbekannt, Unbekannte, Schätzwert der Eingangsgröße X	divers
X	Eingangsgröße	divers
y	Schätzwert der Ausgangsgröße Y	divers
Y	Ausgangsgröße	divers
z_0 bis z_5	Faktoren der Korrekturfunktion $\delta\dot{Q}_{WR,1}$	s. Tabelle A-1

Griechische Buchstaben

		In den Formeln verwendete Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² K
δ	Korrektion	-
Δ	Differenz, Spanne, Intervall	-
Δt_{KK}	Durchflusszeit des Kühlwassers durch den Kondensator-kühler	s
Δt_{eval}	Auswerteintervall zur Ermittlung der sekundären Messgrößen	s
Δt_{log}	Abtastrate	s
Δh	Spezifische Verdampfungsenthalpie	J/kg
ε	Füllgrad (Definition s. Kapitel 1.2)	%
η_0	Konversionsfaktor der Kollektorwirkungsgradkennlinie	-

η_{kol}	Kollektorwirkungsgrad	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
ν	Kinematische Viskosität	m ² /s
π	Kreiszahl	-
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Oberflächenspannung	N/m
Σ	Summe	-
$(\tau\alpha)_e$	Effektives Transmissions-Absorptions-Produkt	-
φ	Neigungswinkel (Definition s. Kapitel 1.2)	°

Indizes

a	außen
ad	adiabate Zone
AF	Arbeitsfluid
aus	austretend
c	kombiniert
däm	Dämmung
e	extern
ein	eintretend
el	elektrisch
eval	Auswerte-/Evaluations-
f	Flüssigphase, flüssig
g	Gasphase, gasförmig, Dampfphase, dampfförmig
h	hydraulisch
i	Laufindex für Eingangsgrößen X bzw. deren Schätzwert x
in	innen
j	Laufindex für Messpunkt (zeitlich)
k	Laufindex für Messpunkt (örtlich)
KK	Kondensatorkühler
kond	Kondensator, Kondensation
KW	Kühlwasser
l	Laufindex für Eingangsgrößen X bzw. deren Schätzwert x
LG	Leistungsgrenze
log	Abtast-
luft	Luft
MID	magnetisch-induktiver Durchflussmesser
Ø	Quer, Querschnitts-
ph	Phasenübergang
ring	Ringspalt(wärmeübertrager)

schl	Schlangenrohrwärmeübertrager
stat	stationär, Stationaritäts-
Th	Thermostat
umg	Umgebung
verd	Verdampfer, Verdampfung
w	Wand
WR	Wärmerohr
WW	Wechselwirkungsgrenze

Superskripte

—	Zeitlicher Mittelwert
~	Örtlicher Mittelwert

Abkürzungen

30_0A_50	Parametersatz der Messreihe: Füllgrad 30 %, Neigung 0°, Durchlauf A, Kühlwassereintrittstemperatur 50 °C (Beispiel)
AF	Arbeitsfluid
bzw.	beziehungsweise
Gl.	Gleichung
HP	Heat-Pipe
Hrsg	Herausgeber
KW	Kühlwasser
LG	Leistungsgrenze
max	maximal, Höchst-
MID	magnetisch-induktiver Durchflussmesser
min	minimal, Mindest-
o. J.	ohne Jahresangabe
o. V.	Ohne Verlagsangabe
s.	siehe
SF	Solarfluid
TS	Zwei-Phasen-Thermosiphon
TS30	Test-Thermosiphon mit einem Füllgrad von 30 %
TS45	Test-Thermosiphon mit einem Füllgrad von 45 %
vgl.	vergleiche
WR	Wärmerohr

1 Einleitung

1.1 Motivation

Über die Hälfte des Endenergiebedarfs wurde in Deutschland im Jahr 2016 für Wärmeanwendungen benötigt [10]¹. Die Niedertemperatur-Solarthermie kann hierzu einen wichtigen erneuerbaren Beitrag leisten. Neben Freiflächen – deren Erschließung immer auch in Konkurrenz zur landwirtschaftlichen Nutzung steht – stellen Gebäudefassaden eine vielversprechende Option dar. Die solarthermische Aktivierung der Fassade birgt gegenüber einer konventionellen Dachinstallation beispielsweise den Vorteil der größeren Flächenverfügbarkeit bei mehrgeschossigen Gebäuden [52] sowie eines optimierten Einfallswinkels über das Jahr [12]². Sie stellt jedoch aufgrund der erhöhten architektonischen Ansprüche auch neue Herausforderungen an die Kollektorentwicklung.

Im Rahmen des Projekts „ArKol“³ entwickelt ein Konsortium aus Forschung, Industrie und Handwerk zwei neue Konzepte für die architektonische Gestaltung solarthermischer Fassaden: eine solarthermische Jalousie für die transparenten Fassadenanteile (s. Abbildung 1-1 links) sowie einen Streifenkollektor für die opake Fassadenintegration (s. Abbildung 1-1 rechts) [19, 52, 53]. Bestehende Hemmnisse der solarthermischen Fassadenintegration [11, 12] sollen durch einen hohen Grad an architektonischer Integration überwunden werden. Dieser betrifft zum einen das architektonische Erscheinungsbild. Zum anderen soll ein hohes Maß an Flexibilität – im Fall des Streifenkollektors schon während des Entwurfsprozesses, im Fall der solarthermischen Jalousie während des Betriebs – die architektonische Integration erleichtern. Eine klare Gewerketrennung innerhalb der Fassadenkollektoren vereinfacht zudem den Umgang mit Schnittstellen bei Installation und Haftung [38].

Kollektoren, die Wärmerohre (englisch „heat pipes“) zum Transport der Wärme vom Absorber zum Sammelkanal nutzen, stellen einen Kollektortyp dar, der dem hohen Anspruch an Flexibilität und Gewerketrennung entgegenkommt. Die für Wärmerohrkollektoren charakteristische hydraulische Trennung von Absorber- und Solarfluidkreislauf (s. Kapitel 1.2) ermöglicht die Entwicklung modularer Kollektorkonzepte [47, 54] und legt damit die Basis für eine gelungene architektonische Integration.

Der Wunsch nach einem hohen Grad architektonischer Integration beinhaltet auch die flexible Ausrichtbarkeit der Kollektoren [87, 90]. So soll die solarthermische Jalousie in erster Linie, der Streifenkollektor je nach Architektenwunsch auch horizontal an der Fassade installierbar sein. Zudem ermöglicht die horizontale Ausrichtung ein Anstellen der Absorberfinne des Kollektors zum solaren Einfallswinkel und damit eine Erhöhung der auftreffenden Solarstrahlung im Vergleich zur vertikalen Installation [90].

¹ s. Grafik 9 in Quelle [10]

² s. Seite 7 in Quelle [12]

³ Das Projekt „ArKol“ (Entwicklung von architektonisch hoch integrierten Fassadenkollektoren mit Heat-Pipes) wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie im Rahmen des 6. Energieforschungsprogramms gefördert (Förderkennzeichen 0325857A).

Marktverfügbare Wärmerohrkollektoren arbeiten standardmäßig mit Wärmerohren, die den Verdampfungs-/Kondensationskreislauf mithilfe der Schwerkraft aufrechterhalten [42]⁴. Der Einsatz dieser sogenannten Zwei-Phasen-Thermosiphons wird gegenüber dem Einsatz von kapillarkraftgetriebenen Wärmerohren von Negishi & Sawada [57] bei Positionierung der Wärmequelle unterhalb der Wärmesenke mit einer einfacheren und kostengünstigeren Fertigung, einem verminderten thermischen Widerstand und einem breiteren Betriebsbereich argumentiert. Stichpunktartig im Rahmen des Projekts „ArKol“ vermessene kapillarkraftgetriebene Netz-Wärmerohre bleiben bei nahezu horizontaler Ausrichtung mit ihrer Leistungsgrenze hinter den erforderlichen Übertragungsraten zurück [56]. Sinter-Wärmerohre, die eine größere Kapillarkraft zur Verfügung stellen können, sind in den für die solarthermische Anwendung geforderten Längen von 1,5 bis 2 m aus fertigungstechnischen Gründen nicht marktverfügbar [46]. Gleichzeitig wird ein hohes Potenzial horizontal ausgerichteter Zwei-Phasen-Thermosiphons bei erhöhtem Füllgrad erkannt [56]. Es stellt sich die Frage, inwieweit der geschlossene Zwei-Phasen-Thermosiphon als einfachste Bauform des Wärmerohrs für die winkelflexible solarthermische Fassadenintegration geeignet ist.



Abbildung 1-1: Visualisierung der im Rahmen des Projekts „ArKol“ entwickelten Fassadenkollektoren „Solarthermische Jalousie“ (links) und „Streifenkollektor“ (rechts); © Uni Stuttgart / IBK2.

Die vorliegende Arbeit dient der experimentellen Analyse von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons für die solarthermische Fassadenintegration und orientiert sich an den Randbedingungen des im Rahmen des Forschungsprojekts „ArKol“ zu entwickelnden Streifenkollektors (s. Abbildung 1-1, rechts) bzw. speziell dessen Testkollektors „Demoflex“ (s. Kapitel 3). Dabei soll in der Arbeit die Frage beantwortet werden, welches Betriebsverhalten ein für die Anwendung im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ vorgesehener solarer Zwei-Phasen-Thermosiphon im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung zeigt und ob er somit für den Einsatz im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ geeignet ist. Die Analyse des Betriebsverhaltens schließt dabei sowohl thermische Widerstände als auch Leistungsgrenzen ein. Um methodische Einflüsse auf die Analyse der Leistungsgrenze zu untersuchen bzw. auszuschließen und eine geeignete Methodik der experimentellen Charakterisierung der Leistungsgrenze von horizontalen und leicht geneigten solaren Zwei-Phasen-Thermosiphons zu wählen, wird der Analyse des Betriebsverhaltens eine Analyse der Methodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze vorangestellt. In der Arbeit soll folglich auch die Frage beantwortet werden, welche Defi-

⁴ s. Seite 3 und Seite 8 in Quelle [42]

nition und Methodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze für solare Wärmerohre im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung zu wählen ist, um eine für die Analyse und Bewertung der Wärmerohre hinsichtlich ihres Einsatzes im Fassadenkollektor geeignete Datenlage zu schaffen.

Ein besonderes Augenmerk der Arbeit liegt folglich auf den Leistungsgrenzen, die als wichtigstes Charakteristikum eines Wärmerohrs für dessen prinzipielle Funktionstüchtigkeit gelten. Die Arbeit dient mit der breiten Analyse des Betriebsverhaltens eines Zwei-Phasen-Thermosiphons um die Horizontale zudem als ein Schritt in der Beantwortung der Frage, inwieweit der geschlossene Zwei-Phasen-Thermosiphon für die winkelflexible solarthermische Fassadenintegration geeignet ist.

1.2 Grundlagen und Grundbegriffe

Grundlagen von Wärmerohren

Wärmerohre (englisch „heat pipes“) sind geschlossene Bauteile zur Wärmeübertragung, die die Wärme über einen Verdampfungs-/Kondensationskreislauf eines sich in ihrem Inneren befindlichen Arbeitsfluids übertragen. Wird Wärme dem Verdampfer des Wärmrohrs zugeführt, verdampft das Arbeitsfluid. Der Dampf strömt aufgrund von Temperatur- bzw. Dichteunterschieden entlang der adiabaten Zone zum Kondensator des Wärmerohrs, wo er kondensiert und seine latente Wärme an die Wärmesenke abgibt [30, 65]. Funktion und Aufbau eines Wärmerohrs sind schematisch in Abbildung 1-2 dargestellt.

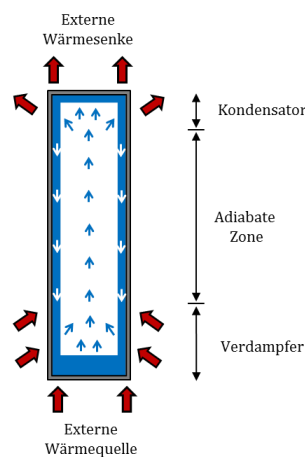


Abbildung 1-2: Schematische Darstellung von Funktion und Aufbau eines Wärmerohrs.

Um den Kreislauf aus Verdampfung und Kondensation aufrechtzuerhalten, muss das Kondensat dem Verdampfer rückgeführt werden. Die zwei gängigsten Kräfte, die dabei zum Einsatz kommen, sind die Schwerkraft und die Kapillarkraft. In zweitem Fall ist in das Wärmerohr eine Dochtstruktur (z. B. Rillen, Netze, Sinterstrukturen) integriert, die die zum Überwinden des Druckverlusts erforderliche Kapillarkraft zur Verfügung stellt [30, 65].

Der Begriff „Wärmerohr“ wird in der Arbeit als Oberbegriff für alle geschlossenen Bauteile verwendet, die die Wärme mithilfe eines Verdampfungs-/Kondensationskreislaufs eines Arbeitsfluids über-

tragen. Wärmerohre, die die Schwerkraft zum Rücktransport des Kondensats nutzen, werden mit dem Unterbegriff „Zwei-Phasen-Thermosiphon“ bezeichnet. Dies ist abweichend von der Nomenklatur einiger wichtiger Literaturquellen, wie z. B. dem VDI-Wärmeatlas [81], in dem der Begriff „Wärmerohr“ nur für geschlossene Zwei-Phasen-Wärmeübertrager verwendet wird, die das Kondensat mithilfe der Kapillarkraft zurücktransportieren. Da die Arbeit Wärmerohre im Kontext der solaren Anwendung untersucht und in der Solarthermie der Begriff „Wärmerohr“ (und auch der englische Begriff „heat pipe“) als Oberbegriff Verwendung finden, wird die genannte, der Solarthermie vertraute Nomenklatur angewandt [27, 29]⁵.

Die zwei wesentlichen Charakteristika von Wärmerohren sind die Leistungsgrenze und der thermische Widerstand. Vereinfacht gesagt entscheidet die Leistungsgrenze darüber, ob ein Wärmerohr unter den gegebenen Randbedingungen im „normalen“ Betriebszustand, also bei geordnetem Verdampfungs-/Kondensationskreislauf, Wärme überträgt. Der thermische Widerstand bestimmt, wie gut das Wärmerohr Wärme überträgt.

Der thermische Widerstand R_{WR} ist als Verhältnis von Temperaturdifferenz über das Wärmerohr ΔT_{WR} zum übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{WR} definiert (s. Gleichung (1-1)).

$$R_{WR} = \frac{\Delta T_{WR}}{\dot{Q}_{WR}} \quad (1-1)$$

In Anlehnung an die Beschreibung kapillarkraftgetriebener Wärmerohre im VDI-Wärmeatlas [81]⁶ kann der thermische Widerstand des Zwei-Phasen-Thermosiphons in Teilwiderstände unterteilt und mit einem vereinfachten Ersatzschaltbild als Kombination von Reihen- und Parallelschaltung beschrieben werden. Abbildung 1-3 zeigt das Ersatzschaltbild eines Zwei-Phasen-Thermosiphons mit Anbindung an externe Wärmequelle bzw. -senke, wie es auch in der weiteren Arbeit Verwendung findet. $R_{e,verd}$ und $R_{e,kond}$ bezeichnen die thermischen Widerstände der Wärmeein- bzw. -auskopplung in bzw. aus dem Wärmerohr. Der thermische Widerstand des Wärmerohrs R_{WR} setzt sich zusammen aus den thermischen Widerständen der Verdampfer- $R_{w,verd}$ bzw. Kondensatorwand $R_{w,kond}$, dem meist vernachlässigbaren axialen Wandwiderstand R_w , dem Widerstand der Verdampfung $R_{ph,verd}$ und Kondensation $R_{ph,kond}$ und dem Widerstand des Dampfstroms R_g .

Der mögliche Arbeitsbereich eines Wärmerohrs liegt zwischen der Schmelztemperatur $T_{Schmelz}$ und der kritischen Temperatur $T_{kritisch}$ des gewählten Arbeitsfluids [81]⁷. Der in diesem Bereich übertragbare Wärmestrom ist durch Leistungsgrenzen limitiert, denen verschiedene physikalische Phänomene zugrunde liegen (s. Abbildung 1-4).

⁵ s. Seite 63 in Quelle [29]

⁶ s. Kapitel N5 „Wärmerohre“ in Quelle [81]

⁷ s. Kapitel N5 „Wärmerohre“ in Quelle [81]

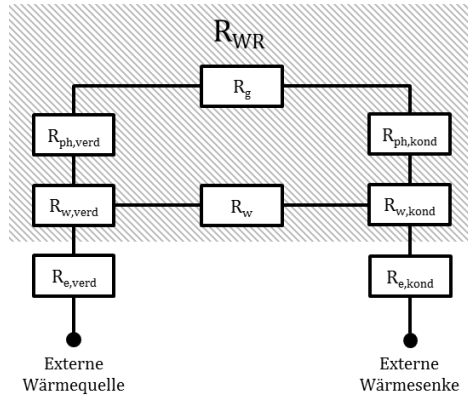


Abbildung 1-3: Thermisches Ersatzschaltbild eines Zwei-Phasen-Thermosiphons in Anlehnung an [81].

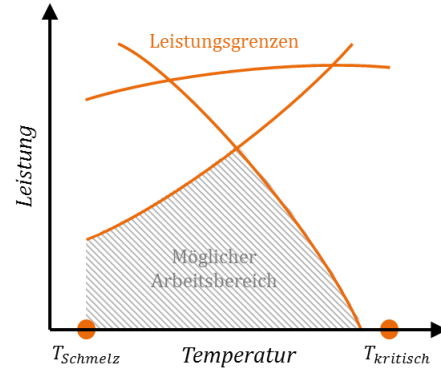


Abbildung 1-4: Schematische Darstellung des möglichen Arbeitsbereichs eines Wärmerohrs mit Leistungsgrenzen.

Als die wichtigsten Leistungsgrenzen solarer Zwei-Phasen-Thermosiphons werden die Wechselwirkungsgrenze und die Austrocknungsgrenze genannt [42]⁸. Die Wechselwirkungsgrenze ist durch die Interaktion von entgegengesetzt strömender Dampf- und Flüssigphase gekennzeichnet. Durch die bestehenden Scherkräfte kommt es zu Wellenbildung an der Phasengrenze, bei stärkerer Ausprägung zum Aufreißen der scharfen Phasengrenze und Mitriss einzelner Flüssigkeitstropfen. Lokale Austrocknung sowie die Flutung des Kondensators kann die Folge sein [58]. Die Austrocknungsgrenze bezieht sich auf die Austrocknung des Wärmerohrs aufgrund eines zu hohen Dampfanteils. In erster Stufe verdampft der rückströmende Flüssigkeitsfilm bereits vollständig vor Erreichen der Verdampferspitze oder des Flüssigkeitspools. Teile des Verdampfers fallen trocken [58]. In letzter Ausprägung liegt das Arbeitsfluid vollständig dampfförmig vor.

Die Leistungsgrenzen eines Wärmerohrs sind weniger klar definiert als der thermische Widerstand. Ein Überblick über die in der Literatur vorhandenen Definitionen wird in Kapitel 2.2 gegeben. Auch besteht keine vollkommen einheitliche Nomenklatur. Beispielhafte Übersichten der Leistungsgrenzen von Wärmeröhren mit Kapillarstruktur können [30, 65, 81], Überblicke zu Grenzen von Zwei-Phasen-Thermosiphons können [30, 58] entnommen werden.

Füllgrad und Neigungswinkel des Wärmerohrs stellen zwei wichtige Einflussgrößen auf den Betrieb von Wärmeröhren dar. In der Literatur ist der Füllgrad oft mit Bezug auf das Verdampfervolumen definiert. Dies erscheint für vertikale Wärmeröhre sinnvoll, deren maximales Fluidvolumen nicht über dem Verdampfervolumen liegen sollte. Bei horizontaler Ausrichtung ist das Fluidvolumen örtlich nicht auf den Verdampfer begrenzt. In der Arbeit wird der Füllgrad deshalb auf das Gesamtinnenvolumen des Wärmerohrs bezogen. Wo nicht anders vermerkt, ist der Füllgrad ε als Quotient von Arbeitsfluidvolumen bei 20 °C zu Wärmerohrinnenvolumen nach Gleichung (1-2) definiert.

$$\varepsilon = \frac{V_{AF}(20\text{ °C})}{V_{in,WR}} = \frac{m_{AF}/\rho_{AF,f}(20\text{ °C})}{V_{in,WR}} \quad (1-2)$$

⁸ s. Seite 4 in Quelle [42]

Die horizontale Ausrichtung ist in der Arbeit mit 0° definiert (s. Abbildung 1-5). Unter „negativer Neigung“ wird in der Arbeit ein Winkel verstanden, bei dem der Kondensator unterhalb des Wärmerohrverdampfers positioniert ist. Unter „positiver Neigung“ wird ein Winkel verstanden, bei dem der Kondensator oberhalb des Verdampfers positioniert ist. Die positive Neigung entspricht damit der standardmäßigen Betriebsneigung eines Zwei-Phasen-Thermosiphons.

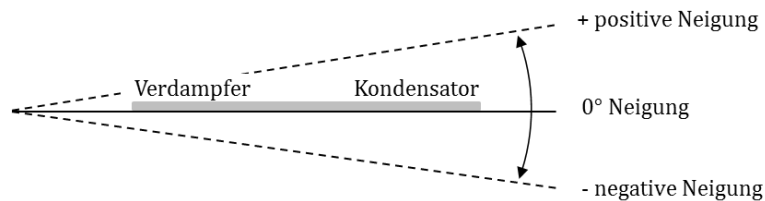


Abbildung 1-5: In der Arbeit angewandte Neigungswinkelkonvention.

Grundlagen von Wärmerohrkollektoren

In solarthermischen Kollektoren werden Wärmerohre zum Transport der Wärme vom Absorber zum Sammelkanal eingesetzt. Ein Teil der eintreffenden solaren Strahlungsenergie wird vom Absorber absorbiert und in Wärmeenergie umgewandelt. Diese wird vom Absorber an das Wärmerohr weitergeleitet und über den Verdampfungs-/Kondensationskreislauf des Wärmerohrs dem im Sammelkanal strömenden Solarfluidkreislauf zugeführt (s. Abbildung 1-6 links) [29]⁹. Im Gegensatz zu direktdurchströmten Kollektoren, bei denen das Solarfluid durch den gesamten Absorber fließt (s. Abbildung 1-6 rechts), ist im Wärmerohrkollektor der Solarfluidkreislauf vom Absorberkreislauf („Wärmerohr-Kreislauf“) hydraulisch getrennt. Für eine Einführung in die Grundlagen der Solarthermie sowie deren Anwendung für Gebäude wird mit [28, 29] auf weiterführende Literatur verwiesen.



Abbildung 1-6: Schematische Darstellung des Aufbaus von Wärmerohrkollektor und direktdurchströmten Kollektor.

Aufgrund der dominierenden Aufdachinstallation von solarthermischen Kollektoren und der bei geneigtem Dach nutzbaren Schwerkraft werden in der Solarthermie standardmäßig Zwei-Phasen-Thermosiphons in Wärmerohrkollektoren verbaut [42]¹⁰. Die Verwendung von Kupfer als Behältermaterial und Wasser als Arbeitsfluid ist vorherrschend, aber auch organische Arbeitsfluide wie beispielsweise Hexan oder Pentan kommen zum Einsatz [43]¹¹. Die Füllmenge liegt meist im Grammbereich

⁹ s. Seite 63 in Quelle [29]

¹⁰ s. Seite 3 und Seite 8 in Quelle [42]

¹¹ s. Seite 20 und Seite 23f in Quelle [43]

[43]¹². Typisch für solare Wärmerohre bei Anwendung in Niedertemperaturkollektoren ist ein sehr großes Verhältnis von Verdampfer- zu Kondensatorfläche [42]¹³, was dem angestrebten hohen Grad von aktiver Absorberfläche zu Gesamtfläche des Kollektors geschuldet ist. Um die Kondensatorfläche bei möglichst geringer Sammlerbreite zu erhöhen, sind die Kondensatoren typischerweise in einem größeren Durchmesser als Verdampfer und adiabate Zone ausgeführt. Letztere ist auf wenige Zentimeter Länge begrenzt. Zudem zeichnen sich solare Wärmerohre durch ein großes Verhältnis von Verdampferlänge zu Verdampferdurchmesser aus. Beispielhafte Charakteristika marktüblicher solarer Wärmerohre sind in Tabelle 1-1 dargestellt. Eintrag WR1 bis WR6 sind [43]¹⁴ entnommen und mit Eintrag WR7 um ein kommerzielles Wärmerohr starker Kondensatorverdickung ergänzt. Tabelle 1-2 gibt auf Grundlage von Tabelle 1-1 berechnete charakteristische Geometrieparameter und Füllgrade (s. Gleichung (1-2)) marktüblicher solarer Wärmerohre wieder. Ist als Arbeitsfluid „Wasser+x“ angegeben, wird zur Berechnung des Füllgrads reines Wasser angesetzt. Mit typischen Werten zwischen 2,5 % und 5,5 % ist der Füllgrad standardmäßig sehr gering. Der Begriff „solares Wärmerohr“ bezieht sich in der weiteren Arbeit auf in solarthermischen Niedertemperaturkollektoren zum Transport der Wärme zwischen Absorber und Sammelkanal eingesetzte Zwei-Phasen-Thermosiphons mit den genannten geometrischen Merkmalen.

Tabelle 1-1: Beispielhafte Charakteristika marktüblicher solarer Wärmerohre (Eintrag WR1 bis WR6 sind [43] entnommen).

Wärmerohr	l_{kond} in mm	$d_{a,kond}$ in mm	$d_{in,kond}$ in mm	l_{verd} in mm	$d_{a,verd}$ in mm	$d_{in,verd}$ in mm	l_{WR} in mm	AF	m_{AF} in g
WR1	45	22	20,5	1700	8	6,5	1900	Wasser + x	~ 4
WR2	65	22	19	1745	8	6	1950	Wasser	1,9
WR3	55	14	12,2	1620	8	6,5	1700	Wasser + x	~ 2
WR4	50	14	12,5	1620	8	6,2	1720	Wasser	~ 2
WR5	53	22	20	1940	10	9	2060	Hexan	~ 4
WR6	65	14	12	1720	12	10	1950	Wasser	-
WR7	90	24	22	-	8	6	1790	-	-

¹² s. Tabelle 4.1 in Quelle [43]

¹³ s. Seite 8 in Quelle [42]

¹⁴ s. Tabelle 4.1 in Quelle [43]

Tabelle 1-2: Berechnete beispielhafte Charakteristika marktüblicher solarer Wärmerohre.

Wärmerohr	l_{ad} in mm	$A_{a,verd}$ in mm ²	$A_{a,kond}$ in mm ²	$\frac{A_{a,verd}}{A_{a,kond}}$	$\frac{l_{verd}}{d_{in,verd}}$	ε in %
WR1	155	42.726	3.110	14	262	~ 5,24
WR2	140	43.857	4.492	10	291	2,65
WR3	25	40.715	2.419	17	249	~ 3,28
WR4	50	40.715	2.199	19	261	~ 3,54
WR5	67	60.947	3.663	17	216	~ 4,20
WR6	165	64.842	2.859	23	172	-
WR7	-	-	6.786	-	-	-

2 Stand der Wissenschaft und Technik und Ziel der Arbeit

Im vorliegenden Kapitel wird der Stand der Wissenschaft und Technik von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons sowie der Definition und Methodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze gegeben. Das Kapitel dient damit auch als Grundlage, um die Neuheit der Arbeit zu bewerten. Der Stand der Wissenschaft und Technik wird möglichst objektiv dargelegt. Eine Bewertung des Stands der Technik und Überleitung zu den Forschungsfragen erfolgt im Anschluss in Unterkapitel 2.3.

2.1 Horizontale und leicht geneigte Zwei-Phasen-Thermosiphons

Zwei-Phasen-Thermosiphons nutzen die Schwerkraft, um das Kondensat vom Kondensator zum Verdampfer rückzutransportieren. Eine vertikale oder geneigte Ausrichtung mit einem oberhalb des Verdampfers liegenden Kondensator ist folglich Standard [65]¹⁵. Für verschiedene Anwendungen wird eine geringe Neigung oder horizontale Ausrichtung des Wärmerohrverdampfers oder des gesamten Wärmerohrs jedoch als Vorteil propagiert, sei es aus ökonomischen [18], technologischen [37, 45, 87, 90] oder ästhetischen Gründen [56, 87, 90]. Der alternative Einsatz von kapillarkraftbetriebenen Wärmerohren (Heat-Pipes oder Loop-Heat-Pipes) wird gegenüber dem Zwei-Phasen-Thermosiphon mit höheren Fertigungskosten [45, 57], einem erhöhten thermischen Widerstand und engeren Betriebsbereich [57] oder im Falle der Loop-Heat-Pipe größeren Platzbedarf [45] bewertet. Entsprechende Argumente dienen der Motivation, den Betrieb von Zwei-Phasen-Thermosiphons im Horizontalen oder unter geringer Neigung zu analysieren.

Für den anwendungsinteressierten Leser ist die folgende Vorstellung des Stands der Technik nach den zwei wichtigsten Forschungsgebieten, der Kühlung von Permafrostböden und der Niedertemperatursolarthermie, unterteilt.

Kühlung von Permafrostböden

DenHartog [18] veröffentlichte 1988 Untersuchungen zu einem Thermosiphon zur Kühlung von Fundamenten in Permafrostböden, um deren Auftauen und das Absacken von Fundamenten zu verhindern. Das Konzept sieht eine horizontale Ausrichtung des Verdampfers vor, der vom vertikalen Kondensator über eine Kondensatförderleitung („delivery tube“) versorgt wird. Eine Kondensatsammelvorrichtung („condensate collecting device“) führt das Kondensat dieser zu. Mit dem Konzept ermög-

¹⁵ s. Seite xxi in Quelle [65]

licht DenHartog einen Betrieb bei horizontalem oder negativ geneigtem¹⁶ Verdampfer, solange die Kondensatsammelvorrichtung oberhalb der Mündung der Kondensatförderleitung liegt. Es werden Versuche mit zwei Zwei-Phasen-Thermosiphons (Verdampfer- und Kondensator je ca. 1,25 m lang, Durchmesser 32 mm) aus Behältermaterial Kupfer und Arbeitsfluid Freon 12 durchgeführt, wobei nur einer der beiden Test-Thermosiphons eine Kondensatsammelvorrichtung aufweist. Es zeigt sich, dass der Zwei-Phasen-Thermosiphon mit Kondensatsammelvorrichtung bei negativer Neigung im Gegensatz zu dem Zwei-Phasen-Thermosiphon ohne Kondensatsammelvorrichtung eine gleichmäßige Kühlung über die gesamte Verdampferlänge ermöglicht. Bei positiver Neigung ergibt sich ein umgekehrtes Bild. Es wird angenommen, dass auch unter positiver Neigung eine gleichmäßigere Verteilung resultieren könnte, wenn die Kondensatsammelvorrichtung durch entsprechende Öffnungen auch einen direkten Kondensatfluss zum Verdampfer erlauben würde.

Haynes & Zarling [36] untersuchen neben dem Einfluss der Windgeschwindigkeit die Abhängigkeit des thermischen Leitwerts vom Neigungswinkel für zwei kommerzielle Stahl-Thermosiphons zur Kühlung von Fundamenten in Permafrostböden. Arbeitsfluide sind Ammoniak und Kohlendioxid. Der analysierte Neigungswinkelbereich reicht von 0° bis +9° (Ammoniak) bzw. +12° (Kohlendioxid) zur Horizontalen. Die Verdampfer der beiden Thermosiphons verfügen über eine Länge von 6,1 m bei einem Durchmesser von 5 cm. Die Kondensatoren sind über eine gekrümmte adiabate Zone vertikal ausgerichtet. Der thermische Leitwert ist als Quotient von Wärmestrom zu Differenz zwischen Verdampferoberflächentemperatur und mittlerer Lufttemperatur definiert. Es wird ein deutlicher Rückgang des thermischen Leitwerts mit dem Neigungswinkel beobachtet. Es wird vermutet, dass der geringe Leitwert bei horizontalem Verdampfer auf den langsamen Kondensatrückstrom zurückzuführen ist, bei dem der volle Umfang der Innenwand des Verdampferabschnitts nicht benetzt ist. Zudem wird als Grund eine teilweise Stagnation des aufsteigenden Dampfstroms an der oberen Rohrrinnenwand des Verdampfers genannt.

Ein Thermosiphon mit einem 37 m langen horizontalen Verdampfer ist Gegenstand einer weiteren experimentellen Analyse von Haynes et al. [37]. Im Gegensatz zu der vorangehenden Veröffentlichung [36] weist der Thermosiphon nun ähnlich dem von DenHartog [18] eine Kondensatrückführvorrichtung („condensate return device“) auf, die Teile des Kondensats der Verdampferspitze zuführt. Der 37 m lange Verdampfer hat einen Durchmesser von 7,6 cm. Als Arbeitsfluid kommt Kohlendioxid zum Einsatz. Der Füllgrad wird je nach Testreihe mit 27 % bzw. 32 % angegeben. Nach 24 Stunden Testzeit wird eine gleichmäßig dicke Eisschicht über den Verdampfer detektiert. Im Vergleich zu dem in der vorangehenden Veröffentlichung [36] getesteten Thermosiphon ohne Kondensatrückführvorrichtung wird der Variante mit Kondensatrückführvorrichtung ein sechsmal höherer Leitwert – bei deutlich längerem Verdampfer – zugeschrieben.

Xu & Goering [91] diskutieren in ihrem Paper Ergebnisse eines Feldtests, bei dem – neben anderen Technologien – ein „Haarnadel-Thermosiphon“ zur Kühlung eines Straßenfundaments eingesetzt wird. Im Gegensatz zu bestehenden Technologien, bei denen die Kondensatoren der Wärmerohre aus

¹⁶ Entsprechend der Winkelkonvention für gerade Wärmerohre gilt in der Arbeit für gebogene Wärmerohre die Konvention einer „negativen Neigung“, wenn der Übergang von Verdampfer zu adiabater Zone unterhalb der Verdampferspitze positioniert ist. Unter „positiver Neigung“ wird entsprechend ein Winkel verstanden, wenn der Übergang von Verdampfer zu adiabater Zone oberhalb der Verdampferspitze positioniert ist.

dem Boden herausragen und luftgekühlt werden, sind die Kondensatoren der Haarnadel-Thermosiphons ca. 30 cm unter dem Straßenbelag positioniert. Die Abbildungen der Veröffentlichung zeigen eine Installation bei leicht geneigtem Verdampfer und Kondensator. Über Arbeitsfluid oder genaue Abmessungen des Wärmerohrs werden keine Informationen gegeben. Die gesammelten Wärmefluss- und Temperaturdaten demonstrieren die Wirksamkeit des Haarnadel-Thermosiphon bei der Wärmeabfuhr aus dem Permafrostboden.

Niedertemperatursolarthermie

Die Analyse horizontaler oder leicht geneigter Zwei-Phasen-Thermosiphons ist in der Niedertemperatursolarthermie meist durch architektonische Gründe motiviert [56, 87, 90]. Zudem kann bei horizontaler Fassadeninstallation im Gegensatz zur vertikalen ein Anstellen der Absorberfinne des Kollektors (s. Kapitel 1.2) erfolgen, wodurch mehr Solarstrahlung geerntet werden kann [90].

Entsprechend begründet präsentieren Xinian et al. [90] verschiedene Designs von Zwei-Phasen-Thermosiphons für die horizontale Balkoninstallation von Vakuumröhrenkollektoren. Eine Analyse des Betriebsverhaltens der Thermosiphons bei horizontaler Ausrichtung erfolgt nicht.

Wang et al. [87] untersuchen den Einfluss des Füllgrads sowie kleiner Änderungen im Neigungswinkel auf die übertragene Leistung von horizontalen solaren Zwei-Phasen-Thermosiphons. Es werden Füllmengen zwischen 16,4 und 45,9 ml getestet. Unter horizontaler Ausrichtung zeigen die Zwei-Phasen-Thermosiphons mit Füllmengen von 22,0 ml bis 27,5 ml und bei 45,9 ml die höchste Wärmeübertragungsleistung. Bei der höchsten getesteten Füllmenge von 45,9 ml werden Wasser- oder Dampfschlaggeräusche beobachtet. Bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ wird gegenüber der horizontalen Ausrichtung für Füllmengen zwischen 16,4 und 35,7 ml eine höhere übertragene Wärmeleistung gemessen, jedoch treten sehr häufige Dampfschläge auf. Bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ wird eine deutlich reduzierte Wärmeübertragungsleistung detektiert. Es wird eine hohe Sensitivität der übertragenen Leistung zum Neigungswinkel geschlussfolgert. Aufgrund der Dampfschläge bei leicht positiv geneigter Ausrichtung und dem deutlichen Rückgang der Wärmeübertragungsleistung bei leicht negativ geneigter Ausrichtung wird die horizontale Installation als vorteilhaft eingestuft. Laut den Autoren liegt der Bereich optimaler relativer Füllhöhe des horizontalen Zwei-Phasen-Thermosiphons zwischen 19,1 %¹⁷ (22,0 ml) und 22,4 %¹⁸ (27,5 ml). Die relative Füllhöhe ist dabei als Quotient der Füllhöhe bei horizontaler Lagerung und dem inneren Verdampferdurchmesser definiert.

Kumar Jha & Bhong [48] analysieren das Betriebsverhalten eines Zwei-Phasen-Thermosiphons mit dem Arbeitsfluid Azeton für die Anwendung im Solarkollektor in Abhängigkeit der Neigung (0° bis $+90^\circ$ in 15° -Schritten). Der Kupfer-Thermosiphon ist 1000 mm lang und weist einen Innendurchmesser von 24,4 mm auf. Der Füllgrad wird mit 40 % angegeben. Die Untersuchungen zeigen, dass der Thermosiphon unter vertikaler Ausrichtung bei maximalem Massenstrom die beste Performance zeigt. Unter horizontaler Ausrichtung liegt der höchste thermische Widerstand vor.

Die Autorin der vorliegenden Arbeit analysiert in vorangehenden Veröffentlichungen [55, 56] die Leistungsgrenzen von im Labor hergestellten sowie kommerziellen solaren Wärmerohren bei hori-

¹⁷ entspricht einem Füllgrad nach Definition in vorliegender Arbeit von 13,3 %

¹⁸ entspricht einem Füllgrad nach Definition in vorliegender Arbeit von 16,6 %

zontaler oder leicht geneigter Ausrichtung. Während anfangs [55] bei selbsthergestellten Wärmerohren keine reproduzierbaren Ergebnisse erzielt werden, werden für das kommerzielle Wärmerohr bei 0° und $+1^\circ$ Neigung reproduzierbar Austrocknungsphänomene detektiert. Bei einer Neigungswinkelerhöhung auf $+4^\circ$ treten Geysirverdampfungsphänomene auf. In [56] werden die Leistungsgrenzen von kommerziellen solaren Wärmerohren geringen Füllgrads, eines kapillarkraftgetriebenen Netz-Wärmerohrs sowie von solaren Wärmerohren hohen Füllgrads untersucht. Es wird geschlussfolgert, dass die vermessenen kommerziellen solaren Wärmerohre geringen Füllgrads sowie das kapillarkraftgetriebene Netz-Wärmerohr die Solarstrahlung nur durch Erhöhung der Betriebstemperatur oder des Neigungswinkels deutlich über die Horizontale ausreichend übertragen können. Die solaren Wärmerohre hohen Füllgrads lassen trotz eines – durch Herstellungsfehler des Zulieferers bedingten – hohen Inertgasgehalts ein hohes Potenzial bei horizontaler Ausrichtung vermuten.

Geng et al. [31] führen numerische Simulationen zur natürlichen Konvektion im Sammelkanal eines horizontal am Balkon installierten Wärmerohrkollektors durch. Die Arbeit soll dazu beitragen, die horizontale Installation von Wärmerohrkollektoren am Balkon weiter zu untersuchen und die bestehenden Installationsrestriktionen zu überwinden. Auf die Funktion des Wärmerohrs im horizontalen Betrieb wird nicht näher eingegangen.

Der Wärmerohrkollektor Vitosol 200-TM der Viessmann Werke GmbH & Co. KG ist laut Hersteller für die liegende Montage auf Flachdächern geeignet. Um eine Zirkulation des Arbeitsfluids im Wärmerohr zu gewährleisten, muss der Neigungswinkel gemäß Datenblatt größer als 0° sein [84]. Die SUNDA Solar GmbH hat mit der Baureihe Seido8 Wärmerohrkollektoren im Angebot, die laut Hersteller in horizontaler Ausrichtung installiert werden können. Es wird ein Mindestneigungswinkel für das Wärmerohr von größer als $+1^\circ$ vorgegeben [4].

Sonstige Anwendungen

Aguayo et al. [1, 2] entwickeln einen horizontalen Thermosiphon für den Einsatz im „Majorana Demonstrator“, einem Experiment zur Suche nach neutrinolosem Double-Beta- $(0\nu\beta\beta)$ -Zerfall. Der horizontale Verdampfer (1,016 m Länge, 2,54 cm Durchmesser [2]) ist mit dem horizontalen Kondensator über eine vertikale adiabate Zone verbunden. Als Arbeitsfluid wird Stickstoff eingesetzt. Der Versuchsaufbau erlaubt eine Neigung des Verdampfers, um den Einfluss einer leicht negativen Ausrichtung auf die Funktion des Thermosiphons zu untersuchen [1]. Bei Leistungen kleiner 15 W wird ein stabiler Betrieb verzeichnet, darüber treten Austrocknungsphänomene auf [1]. Die Wärmeübertragungseigenschaften des Zwei-Phasen-Thermosiphons werden als ausreichend für den Einsatz im „Majorana Demonstrator“ bewertet [2].

Smith et al. [75] untersuchen den Einfluss von Neigung und Füllgrad auf das Betriebsverhalten eines Zwei-Phasen-Thermosiphons für den möglichen Einsatz in Kühlturm-„Remote-Radio-Heads“ (RRHs). Der Verdampfer des Thermosiphons besteht aus einem rechteckigen Kupferblock mit den Abmessungen $70 \times 20 \times 30$ mm. Ein durch den Block gebohrtes zylindrisches Loch mit 16,7 mm Durchmesser dient als innere Verdampferfläche. Der Kondensator besteht aus einem radial berippten Aluminiumkühlkörper mit einem Außendurchmesser von 150 mm und einem Innendurchmesser von 35 mm. Als Arbeitsfluid wird Wasser gewählt. Während der Verdampfer in 30° -Winkelschritten zwi-

schen der Vertikalen und Horizontalen gebogen wird, bleibt der Kondensator in vertikaler Position. In der Studie zeigt der Thermosiphon unter $+30^\circ$ Verdampfneigung das beste Betriebsverhalten. Unter horizontaler Ausrichtung liegt ein erhöhter thermischer Widerstand vor. Bei kleinen Leistungen versagt der Verdampfungs-/Kondensationskreislauf und der Verdampfer trocknet aus. Es wird vermutet, dass bei horizontaler Ausrichtung ein größerer hydrostatischer Druck erforderlich ist, um die Dampftreuekräfte zu überwinden und den Kondensatrückfluss sicherzustellen.

Ohne Anwendungsbezug

Hahne & Gross [35] untersuchen den Einfluss des Neigungswinkels auf die Wärmetransporteigenschaften eines 2 m langen Zwei-Phasen-Thermosiphons mit einem Innendurchmesser von 4 cm. Als Behältermaterial wird Stahl, als Arbeitsfluid R115 verwendet. Bei unterkritischen Bedingungen ist der Thermosiphon zu 45 % bezogen auf die gesamte Wärmerohrlänge mit Arbeitsfluid gefüllt. Eine Analyse der Leistungsgrenze in Abhängigkeit des Neigungswinkels zeigt, dass der Thermosiphon für die horizontale Ausrichtung den geringsten Leistungsgrenzwert aufweist. Grafik 2 der Veröffentlichung kann entnommen werden, dass dieser mit deutlich über 1000 W jedoch sehr hoch liegt (Interpretation der Autorin). Zudem wird eine effektive thermische Leitfähigkeit in Abhängigkeit der Leistung analysiert. Aus den Ergebnissen wird geschlussfolgert, dass selbst ein fast horizontaler Thermosiphon ($+10^\circ$ Neigung) noch 100-mal besser Wärme überträgt als ein Kupferstab vergleichbarer Dimension.

Shiraishi et al. [73] führen eine Studie zur Strömungsvisualisierung im Inneren eines geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons durch, wobei auch kleine Winkel von $+5^\circ$ untersucht werden. Adiabate Zone und Verdampfer des 930 mm lange Zwei-Phasen-Thermosiphon sind mit einem Glasrohr eines Innendurchmessers von 13 mm ausgestattet. Als Arbeitsfluid kommt Freon 113 bei einem Füllgrad von 80 % des Verdampferolumens zum Einsatz. Für kleine Wärmeströme wird für einen Winkel von $+5^\circ$ die Bildung von Dampfblasen beobachtet, die die Flüssigkeit Richtung adiabate Zone drücken und eine Flüssigkeitswelle induzieren. Mit zunehmender Verdampferatemperatur bildet sich eine wellige Schichtenströmung aus. Die Frequenz der Flüssigkeitswellen nimmt zu, ihre Amplitude ab. Mit weiter steigender Verdampferatemperatur wird zunächst Blasensieden an der unteren Verdampferwand, schließlich auch sporadisch die Bildung von Flüssigkeitspfropfen am Verdampferausgang beobachtet.

Negishi & Sawada [57] untersuchen in ihrer Arbeit die Wärmeübertragungsfähigkeit von Zwei-Phasen-Thermosiphons in Abhängigkeit von Füllgrad und Neigungswinkel. Die vermessenen Kupfer-Thermosiphons sind bei einem Innendurchmesser von 13 mm 330 mm lang. Zwei Glasfenster am Verdampfer- bzw. Kondensatorende sowie ein separat gefertigter Glas-Thermosiphon selber Abmessungen ermöglichen die visuelle Beobachtung der Verdampfungsphänomene. Als Arbeitsfluide kommen Wasser und Ethanol zum Einsatz. Es wird ein Füllgradbereich von 5 bis 100 % des Verdampferolumens sowie ein Neigungswinkelbereich von -10° bis $+90^\circ$ vermessen. Eine Analyse der übertragenen Leistung bei 85°C bzw. 25°C Wärmequellen- bzw. Wärmesenktemperatur in Abhängigkeit von Füllgrad und Neigung zeigt, dass der Füllgrad größer 25 % und der Neigungswinkel größer $+5^\circ$ sein muss, um eine hohe Wärmeübertragungsrate zu erzielen. Die visuelle Beobachtung des Wasser-Glas-Thermosiphons für einen Füllgrad von 25 % offenbart bei $+60^\circ$ und $+30^\circ$ ein turbulentes Fluidströmungsverhalten („dashing motion“). Durch die Explosion einer Dampfblase wird eine große Menge

Flüssigkeit zum Kondensator geschmettert, was als ein dem von Nguyen-Chi & Groll [58] eingeführten Flutungsphänomen entsprechendes Verhalten bewertet wird. Bei $+30^\circ$ Neigung erreicht die in den Kondensator geschleuderte Flüssigkeit das Kondensatorende. Es wird angenommen, dass die Wärmeübertragung im Kondensator auf einer Kombination von Dampfkondensation und erzwungener Konvektion der pulsierenden („dashing“) Flüssigkeit beruht. Darüber hinaus wird die frisch kondensierte Oberfläche dem Dampf ausgesetzt, nachdem diese von der passierenden Flüssigkeit freigegeben wurde, was in einer an dieser Stelle verbesserten Wärmeübertragung resultiert. Bei Verringerung des Neigungswinkels auf $+2^\circ$ wird eine Abnahme dieses Verhaltens – sowie der Wärmeübertragungsrate – beobachtet, das bei einem Winkel von $+1^\circ$ vollständig zum Erliegen kommt. Stattdessen kommt es zur Austrocknung am Verdampferende. Bei horizontaler Lagerung wird kein Sieden mehr beobachtet. Bei negativer Neigung sammelt sich das Kondensat im Kondensator und die Wärmeübertragungsleistung fällt auf 15 W. Bei einem Füllgrad von 55 % bleibt das turbulente Strömungsverhalten der Flüssigphase („dashing motion“) auch bei horizontaler Ausrichtung bestehen und erreicht den Kondensator. Bei negativem Winkel verschwindet das turbulente Strömungsverhalten und nur ein geringes Sieden kann am Verdampferende beobachtet werden. Die Wärmeübertragungsleistung sinkt stark ab. Bei einem Winkel von $-0,5^\circ$ kommt es zur Austrocknung am Verdampferende. Bei Füllgraden von mehr als 70 % werden Geräusche wahrgenommen. Sie werden als Wasser- oder Dampfschlagphänomen identifiziert. Eine große Flüssigkeitsmenge wird bei einer Explosion einer Dampfblase in den Kondensator geschleudert, wo sie den dort befindlichen Dampf zusammendrückt, der schlagartig kondensiert, was entsprechende Geräusche verursacht. Da Wasser- oder Dampfschlagphänomene den Wärmerohrbehälter beschädigen können, wird die Empfehlung gegeben, den Füllgrad auf 60 % des Verdampfervolumens zu begrenzen. Für die Ethanol-Heat-Pipe wird das turbulente Fluidströmungsverhalten („dashing motion“) ab einem Füllgrad von 40 % beobachtet. Amplitude und Schmetterhöhe („dashing distance“) sind kleiner als bei Wasser. Als möglicher Grund hierfür werden die unterschiedliche Viskosität von Wasser und Ethanol sowie die unterschiedlichen thermophysikalischen Eigenschaften genannt.

Payakaruk et al. [62] entwickeln in ihrer Arbeit eine Korrelation zur Vorhersage der Wärmeübertragungseigenschaften eines geeigneten Zwei-Phasen-Thermosiphons. Es wird der Einfluss des Füllgrads und des Arbeitsfluids auf das Verhältnis der übertragenen Leistung zu der in vertikaler Position übertragenen Leistung untersucht. Das Verhältnis wird mit Q/Q_{90} beziffert. Die Ergebnisse zeigen für Winkel zwischen 0 und 90° für einen Thermosiphon mit Arbeitsfluid R123 und Innendurchmesser von 7,5 mm keinen signifikanten Einfluss des Füllgrads auf Q/Q_{90} . Bei einem Vergleich der Arbeitsfluide Wasser, Ethanol und R123 kann bei horizontaler Ausrichtung der höchste Wert von Q/Q_{90} für R123 verzeichnet werden (Grafik 3, Interpretation der Autorin).

Rabiee et al. [63] untersuchen Verdampfung und Kondensation einer horizontalen „glatten“¹⁹ U-förmigen Aluminium-Heat-Pipe mit dem Arbeitsfluid R134a. Es liegt eine Verdampfer- und Kondensatorlänge von 180 mm und eine adiabate Zone von 280 mm vor. Der Innenradius beträgt 25,5 mm. Es werden Experimente bei einem Füllgrad von 50 % und variierender Leistungszufuhr von 24 bis 80 W durchgeführt. Mit Hilfe eines entwickelten numerischen Modells werden der Verdampfungs- und Kon-

¹⁹ Aufgrund der Beschreibung und Bilder der Veröffentlichung wird geschlossen, dass unter dem in der Veröffentlichung verwendeten Begriff „smooth heat pipe“ ein Zwei-Phasen-Thermosiphon zu verstehen ist.

densationswärmeübergang analysiert. Auf Basis der numerischen Analyse wird geschlussfolgert, dass der optimale Füllgrad einer horizontalen Heat-Pipe 50 % beträgt. Es wird kein entscheidender Einfluss des Durchmessers auf den thermischen Widerstand erkannt.

Jouhara et al. [45] untersuchen in ihrer Arbeit die Winkelabhängigkeit eines Zwei-Phasen-Thermosiphons mit um $+12^\circ$ geneigtem Kondensator, der mit einem azeotropen Gemisch aus Wasser und Ethanol arbeitet. Zum Vergleich wird ein entsprechender Thermosiphon mit Wasser als Arbeitsfluid vermessen. Der 1,5 m lange Kupfer-Thermosiphon hat einen Innendurchmesser von 20,2 mm. Der Füllgrad des Thermosiphons ist so gewählt, dass bei stationärem Betrieb bei einer Leistung von 800 Watt und horizontalem Verdampfer der Verdampfer zur Hälfte mit Flüssigkeit gefüllt ist. Es werden Neigungswinkel von 0° , $+15^\circ$, $+45^\circ$ und $+90^\circ$ bei Leistungen von 50 W bis 800 W analysiert. Die Ergebnisse zeigen, dass der Thermosiphon über den gesamten untersuchten Winkelbereich inklusive der horizontalen Ausrichtung normal arbeitet. Dabei weist der thermische Widerstand des Zwei-Phasen-Thermosiphons für horizontale Ausrichtung einen geringeren Wert als in vertikaler Position auf. Dies wird auf das unterschiedliche Verdampfungsverhalten zurückgeführt. Bei vertikaler Ausrichtung und geringer Leistung treten für das Arbeitsfluid Wasser Geysirverdampfungsphänomene auf, die anhand starker Temperaturfluktuationen über die Wärmerohrachse detektiert werden. Durch den Einsatz des azeotropen Gemischs aus Wasser und Ethanol können die Temperaturfluktuationen deutlich reduziert werden. Dies wird auf die Reduktion der Keimbildungsblasengröße in der Zone des Behältersiedens zurückgeführt. Bei horizontaler Verdampferausrichtung verschwinden die Temperaturfluktuationen für beide Arbeitsfluide nahezu. Das homogenere Verdampfungsverhalten resultiert in einem geringeren thermischen Widerstand. Für hohe Leistungen ist dieser Effekt weniger ausgeprägt. Für Winkel zwischen $+15^\circ$ und $+90^\circ$ wird keine klare Abhängigkeit des thermischen Widerstands vom Neigungswinkel erkannt. Es wird geschlussfolgert, dass eine Kondensatorneigung von $+12^\circ$ ausreicht, um eine horizontale bzw. flexible Orientierung des Wärmerohrs für verschiedene Anwendungen wie z. B. vernetzte konzentrierende Solarkollektoren zu ermöglichen. Gemäß den Autoren erlaubt das entwickelte Zwei-Phasen-Thermosiphon-Konzept erstmals die Anwendung von Wärmerohren mit horizontalem Verdampfer ohne eine erforderliche Dochtstruktur oder Loop-Konfiguration.

Solomon et al. [76] untersuchen in ihrer Arbeit die Wärmeübertragungseigenschaften eines geschlossenen Zwei-Phasen-Thermosiphons mit eloxierter Behälterinnenwand für horizontale, geneigte und vertikale Ausrichtung. Der Thermosiphon besteht aus einem Aluminiumrohr von 350 mm Länge und einem Innendurchmesser von 16,5 mm. Als Arbeitsmittel wird eine kommerziell erhältliche Mischung von R600a und R290 eingesetzt. Durch die Eloxierung wird der Innenwand eine einfache poröse Struktur einer mittleren Dicke von 20 μm und einer mittleren Porengröße von 150 nm aufgeprägt. Zum Vergleich wird ein entsprechender Thermosiphon mit unbehandelter Behälteroberfläche vermessen. Die Abhängigkeit des thermischen Widerstands vom Füllgrad wird in Vortests für verschiedene Leistungen getestet und ein Füllgrad von 60 % als optimal identifiziert. Dieser wird für die weiteren Versuche beibehalten. Eine Analyse des thermischen Widerstands beider Thermosiphons bei 0° , $+45^\circ$ und $+90^\circ$ zeigt den höchsten Wert bei horizontaler Ausrichtung. Die Unterschiede zwischen horizontaler und vertikaler Position sind dabei gering. Für den um $+45^\circ$ geneigten Thermosiphon wird ein signifikant geringerer thermischer Widerstand erkannt. Dies wird mit dem Einfluss der Schwerkraft er-

klärt, der mit steigender Neigung zunimmt und die Kondensatrückkehr in den Verdampfer zunächst verbessert. Ein reduzierter thermischer Widerstand resultiert. In vertikaler Ausrichtung ist der Einfluss der Schwerkraft am höchsten und verursacht einen erhöhten Flüssigkeitsbestand im Verdampfer, was zu einem Überflutungszustand führt. Eine erhöhte Verdampfertemperatur und ein entsprechend höherer thermischer Widerstand sind nach Solomon et al. die Folge. Der Thermosiphon mit eloxierter Behälterinnenwand weist für alle Neigungswinkel ein homogeneres Temperaturprofil und eine geringere Verdampfertemperatur auf, was dem durch die Eloxierung verbesserten Verdampfverhalten zugeschrieben wird.

Nguyen-Chi & Groll [58] präsentieren eine Analyse der Wechselwirkungs- und Flutgrenze, wobei auch kleine Neigungswinkel zur Horizontalen von $+1^\circ$, $+2^\circ$ und $+5^\circ$ untersucht werden. Gegenstand der Analyse ist dabei ein Kupfer-Wasser-Thermosiphon, der an der Innenoberfläche feine zirkumferenzielle Rillen aufweist. Die Länge des Zwei-Phasen-Thermosiphons beträgt 2,5 m bei einem Innendurchmesser von 17 mm. Für eine Neigung von $+2^\circ$ und einem Füllgrad von 71 % (Füll- zu Verdampfervolumen) wird das Verhalten während des Leistungsgrenztests beschrieben. Bei einer Übertragungsleistung von 100 W wird ein homogenes Temperaturprofil beobachtet. Es treten keine Fluktuationen auf. Bei 200 W werden Oszillationen der Verdampfertemperaturen bemerkt, die von einem periodischen Geräusch derselben Frequenz begleitet werden. Mit zunehmender Leistung steigt die Frequenz der Temperaturoszillationen. Bei 420 W treten deutliche – temporäre und intemporäre – Temperaturanstiege am Verdampfer auf, die eine inakzeptable Überhitzung des Verdampfers bedingen. Eine durch Flutungseffekte bedingte Leistungsgrenze ist erreicht. Ein Glas-Thermosiphon ermöglicht die visuelle Analyse und Erklärung der auftretenden Temperaturphänomene. Es wird beobachtet, dass das Niveau des Flüssigkeitssumpfes im Verdampfer temporär vom zurückfließenden Kondensat erhöht wird. Ist ein gewisses Niveau erreicht, verursacht der Dampfstrom eine heftige Aufwärtsbewegung von Flüssigkeit am Verdampferende zum Kondensator hin, wodurch Dampf im Kondensator eingeschlossen und komprimiert wird. Ein plötzliches Kollabieren der Dampfblase und die damit verbundene Druckänderung werden für die Geräusche verantwortlich gemacht. Die Aufwärtsbewegung der Flüssigkeit wird mit den hohen Scherkräften an der Phasengrenzfläche begründet. Der Fokus der weiteren Arbeit von Nguyen-Chi & Groll [58] liegt auf der Analyse des Einflusses von Betriebstemperatur, Neigungswinkel und Füllgrad auf die Leistungsgrenze. Es wird eine starke Abhängigkeit der Leistungsgrenze von der Betriebstemperatur erkannt. Dies wird mit der deutlichen Variation der thermophysikalischen Eigenschaften von Wasser im untersuchten Temperaturbereich erklärt. Die Ergebnisse zeigen dagegen eine schwache Abhängigkeit der Leistungsgrenze vom Füllgrad, die zudem für kleine Neigungswinkel ($+1^\circ$ und $+2^\circ$) geringer ausgeprägt ist als für große Winkel ($+70^\circ$ und $+80^\circ$). Es wird geschlossen, dass die Leistungsgrenze – bei Vernachlässigung des geringen Einflusses des Füllgrads – als eine Funktion von Neigungswinkel, Durchmesser und Betriebstemperatur beschrieben werden kann. Auf Grundlage einer theoretischen Analyse wird ein Faktor für die Winkelabhängigkeit der Leistungsgrenze entwickelt. Um die Abhängigkeit von Durchmesser und Betriebstemperatur zu bestimmen, werden die experimentellen Ergebnisse mit in der Literatur vorhandenen Korrelationen für vertikale Thermosiphons verglichen und es wird – bei einer Anpassung des empirischen Faktors C_w auf 1,105 – eine gute Übereinstimmung mit der Korrelation von Wallis [86] und Sakhuja [69] gefunden.

Bezrodny & Podgoretskii [7] beschäftigen sich in ihrer Arbeit mit den Leistungsgrenzen horizontaler Zwei-Phasen-Thermosiphons. Neben der visuellen Analyse des Strömungsverhaltens von Dampf- und Flüssigphase in der adiabaten Zone innerhalb eines separaten Testaufbaus werden die Leistungsgrenzen eines Edelstahl-Thermosiphons mit einem Durchmesser von 27 mm in Abhängigkeit von Neigung und Füllgrad untersucht. Die adiabate Zone des Test-Thermosiphons beträgt 0,1 m. Verdampfer- (0,15; 0,3; 0,45; 0,65 m) und Kondensatorlänge (0,45; 0,75; 1,6 m) variieren im Experiment. Als Arbeitsfluide kommen Wasser, Propanol, Aceton und Freon-11 zum Einsatz. Die Analyse der Leistungsgrenze bei unterschiedlichen Winkeln und Füllgraden zeigt eine deutliche Abhängigkeit der Stabilität des Thermosiphonbetriebs vom Füllgrad für kleine Winkel von 0° bis $+2^\circ$ zur Horizontalen. Für die Abhängigkeit vom Neigungswinkel wird nicht für alle untersuchten Füllgrade ein stetig steigender Verlauf der Leistungsgrenze mit zunehmendem Neigungswinkel erkannt. So zeigt der Test-Thermosiphon mit Propanol beispielsweise bei einem Druck von 0,12 MPa bei einem Füllgrad von 35 % für die horizontale Ausrichtung eine um 25 % höhere Leistungsgrenze als unter einer Neigung von $+1^\circ$. Dieses Verhalten wird mit einem Wechsel im Strömungsverhalten von Schicht- („separated flow“) zu Pfropfenströmung („plug-type flow“) im Verdampfer argumentiert, dessen pulsierender Charakter den früheren Stabilitätsverlust bedingt.

Der Füllgrad wird von Bezrodny & Podgoretskii als wichtigster Parameter horizontaler Thermosiphons erkannt. Der optimale Füllgrad für horizontale und geneigte Thermosiphons – definiert als der Füllgrad, der eine maximale Leistungsgrenze bedingt – wird als abhängig von Druck, Arbeitsfluid und Geometrie (inklusive Neigung) beschrieben. Eine Korrelation für den optimalen Füllgrad sowie eine Korrelation zur Berechnung der Leistungsgrenze horizontaler und geneigter Thermosiphons bei Dampf- oder konvektiver Beheizung wird präsentiert. Es wird geschlussfolgert, dass horizontale Thermosiphons zur Übertragung beträchtlicher Wärmeleistungen geeignet sind. Als Beispiel wird ein Wert von 10 kW Übertragungsleistung für einen 2 m langen Thermosiphon mit Arbeitsfluid Wasser genannt.

2.2 Definition und Messmethode zur Bestimmung der Leistungsgrenze

Die Leistungsgrenze stellt das primäre Charakteristikum eines Wärmerohrs dar, das darüber entscheidet, ob das Wärmerohr prinzipiell für die gegebene Wärmeübertragungsaufgabe eingesetzt werden kann (s. Kapitel 1.2). Der Leistungsgrenze kommt eine entsprechend hohe Bedeutung zu. Gleichzeitig ist die Leistungsgrenze weniger klar definiert als der thermische Widerstand. Oft ist die Definition bzw. das entsprechende Kriterium mit der Messmethodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze verknüpft. Ein Überblick über verschiedene Messmethoden und Definitionen der Leistungsgrenze der Literatur ist im Folgenden gegeben.

Messmethoden zur Bestimmung der Leistungsgrenze

Bei der Vermessung der Leistungsgrenze eines Wärmerohrs werden ein oder mehrere Betriebsparameter während des Messdurchgangs so lange verändert, bis das Wärmerohr seinen „normalen“ Be-

triebsbereich verlässt und die Leistungsgrenze nach der jeweils gewählten Definition detektiert wird. Fast alle bekannten Veröffentlichungen arbeiten mit einer Erhöhung der elektrischen Leistungszufuhr oder der Heizmediumtemperatur. Die Messmethoden unterscheiden sich dabei in der Art bzw. Dynamik der aktiven Veränderung des gewählten Variationsparameters (schrittweise, schrittweise stationär oder dynamisch). Auch können die Methoden danach unterteilt werden, welche Parameter während der Messung konstant gehalten werden.

Shiraishi et al. [73] erhöhen schrittweise („gradually“) die Temperatur der Wärmequelle, bis eine permanente Austrocknung beobachtet werden kann. In einer weiteren Veröffentlichung arbeiten Shiraishi et al. [74] mit einer kontinuierlichen Leistungserhöhung in kleinen Schritten. In beiden Arbeiten wird die Dampftemperatur im Wärmerohr während des Versuchsdurchlaufs durch Regelung des Kühlwassermassenstroms am Kondensator [74] konstant gehalten. Ebenso verfahren Imura et al. [41]. Sakhuja [69] erhöht im ersten Lauf der Messung die Spannung der Beheizung in Schritten von 5 Volt, während die Sättigungstemperatur des Wärmerohrs durch Regelung der Kühlluft konstant gehalten wird. Nach Erreichen der Leistungsgrenze erfolgt eine Wiederholung des Laufs mit Spannungserhöhung in 1-Volt-Schritten in der Nähe des Grenzpunkts. Bezrodny & Podgoretskii [7] variieren während der Experimente die elektrische Leistung des Dampfgenerators, der zur Beheizung des Wärmerohrverdampfers dient, in Schritten. Der Druck und damit die Dampftemperatur im Wärmerohr werden durch Variation des Kühlwassermassenstroms konstant gehalten.

Seo & Lee [70] bringen eine Anfangsleistung auf den Verdampfer auf. Liegt eine Temperaturveränderung von weniger als 1 °C innerhalb eines 5-Minutenzeitraums vor, gilt ein stationärer Zustand als erreicht. Der Druck im Verdampfer wird durch Einstellung von Massenstrom und Temperatur des Kühlwassers konstant gehalten. Nach Erreichen eines stationären Zustands wird ein Messintervall von 10 Minuten aufgenommen und danach die zugeführte Leistung für jeden weiteren Schritt um 300 W erhöht. Nach Erreichen der Leistungsgrenze und Abkühlung des Systems wird die letzte Leistung vor Erreichen der Leistungsgrenze erneut aufgeprägt und der Versuch mit 100-W-Schritten wiederholt. Entsprechend wird in einer weiteren Veröffentlichung von Seo et al. [71] verfahren. Williams & Harris [88] erhöhen die Verdampferleistung schrittweise, wobei auch hier jeweils ein stationärer Zustand abgewartet wird. Während der Tests wird die Temperatur der Kältemaschine konstant auf 20°C gehalten, die Temperatur des Wärmerohrs erhöht sich entsprechend. Es wird darauf hingewiesen, dass Tests bei abnehmender Leistung zur Analyse des Hystereseverhaltens ebenfalls von Interesse sein könnten. Auch Hahne & Gross [35] erhöhen die elektrische Leistung im Leistungsgrenzttest schrittweise. Temperatur und Druck im Wärmerohr erhöhen sich entsprechend. Die Grafiken weisen auf ein Abwarten eines stationären Zustands je Stufe hin.

Ein dynamisches Messverfahren ist Grundlage der Norm EN ISO 22975-2:2016 zur Prüfung der Beständigkeit und Leistungsfähigkeit von Wärmerohren für solarthermische Anwendungen [27]. Gemäß der Norm ist die Prüfung der Leistungsgrenze bei einer Prüfbetriebstemperatur von $120\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$ und einem Neigungswinkel von $90^\circ \pm 1^\circ$ durchzuführen. Die Leistung der Verdampfer-Heizeinrichtung ist dabei mit einer Geschwindigkeit von weniger als 5 W/min zu steigern. Ist die Leistungsgrenze erreicht, ist die Leistung der Verdampfer-Heizeinrichtung bis auf einen Wert gerade vor dem Wärmeübertragungsgrenzwert zu verringern. Nach Erreichen eines stationären Zustands

erfolgt die Aufzeichnung der Messwerte der Leistungsgrenze in zeitlichen Abständen von 30 s über einen Zeitraum von 10 min. Jack [42] gibt keine ausführliche Beschreibung der Messmethode der Leistungsgrenze an. Aus Grafiken²⁰ ist jedoch ersichtlich, dass auch hier eine dynamische Fahrweise mit Leistungserhöhung gewählt wird. Die Tests erfolgen bei konstanter Kondensatortemperatur des Wärmerohrs.

Bertoldo Junior et al. [5] untersuchen in ihrer Arbeit ein Messverfahren zur Bestimmung der Leistungsgrenze, das mit einer Winkelreduktion bei konstanter Leistung arbeitet. Bei dieser wird das kapillarkraftbetriebene Wärmerohr zu Beginn des Tests mit einer Genauigkeit von $\pm 0,05^\circ$ horizontal positioniert und eine feste Leistung aufgeprägt. Nach Erreichen eines stationären Zustands wird das Wärmerohr langsam in die negative Neigung gedreht. Nach Erreichen der Leistungsgrenze wird das Wärmerohr zurück in die Ausgangsposition gedreht und das Hystereseverhalten analysiert. Die Leistung wird auf die nächsthöhere Stufe gesetzt und der Prozess wiederholt. Zum Vergleich werden mehrere Versuche mit der in der „Heat Pipe Qualification Requirements, ESA PSS-49 Issues 2“²¹ dargelegten konventionellen Methode der schrittweisen Leistungserhöhung bei konstantem Winkel gefahren. Die Ergebnisse werden von den Autoren als übereinstimmend bezeichnet, wobei die dynamische Testmethode der Winkelreduktion als präziser benannt wird. Laut den Autoren kann die Testzeit mit der dynamischen Testmethode der Winkelreduktion gegenüber dem konventionellen Verfahren der Leistungserhöhung mit Abwarten eines stationären Zustands um den Faktor zwei bis drei reduziert werden. Die dynamische Methode erfordert jedoch eine Messinfrastruktur hoher zeitlicher Auflösung und Synchronisierung.

Einige Autoren geben in ihren Veröffentlichungen keine expliziten oder nur lückenhafte Informationen zur Messmethode. Die Grafiken der Veröffentlichung von Robinson et al. [67] zeigen quasi-stationäre Zustände verschiedener Leistungsstufen. Die Temperatur des Wärmerohrs erhöht sich entsprechend. Nuntaphan et al. [59] regeln die Verdampfertemperatur während der Tests von 90 bis 200 °C, während Kühlwassertemperatur und -massenstrom konstant gehalten werden. Ein Durchführen der Experimente unter stationären Bedingungen wird genannt. In einer Veröffentlichung von Grooten & van der Geld [33] wird die Sattedampftemperatur im Wärmerohr zwischen 20 °C und 75 °C variiert. Für weitere Informationen zum experimentellen Aufbau wird auf eine vorangehende Arbeit [32] verwiesen, in der jedoch keine Leistungsgrenztests durchgeführt werden. Terdtoon et al. [78, 79] prägen eine schrittweise („gradually“) erhöhte Leistung auf das Wärmerohr auf. Nguyen-Chi & Groll [58] machen keine Angaben über das Vorgehen bei der Messung. Aus den Grafiken lässt sich auf eine schrittweise Erhöhung der Leistung bei konstanter Wärmerohrtemperatur schließen.

Definition der Leistungsgrenze

Definition über Temperaturanomalitäten

Die in der Literatur am häufigsten verwendete Definition verknüpft das Eintreten der Leistungsgrenze mit dem Auftreten von Temperaturanomalitäten entlang der Wärmerohrachse während des Leistungsgrenztests.

²⁰ s. Abbildung 5.9 auf Seite 40 in Quelle [42]

²¹ Zusatzinformation: Primärquelle nicht beschaffbar

So sehen Robinson et al. [67] das Erreichen der Austrocknungsgrenze durch hohe Temperaturausschläge („large temperature extrusion“) indiziert. Williams & Harris [88] verbinden die Kapillarkraftgrenze mit einem plötzlichen und deutlichen Anstieg der Verdampfertemperatur. Shiraishi et al. [74] definieren den Wärmestrom kurz vor einem plötzlichen Temperaturanstieg als kritischen Wärmestrom. Sakhuja [69] bedient sich einer entsprechenden Definition und verknüpft das Erreichen eines Grenzbetriebs mit einem „take-off“-Punkt, an dem die Temperatur eines Temperatursensors abrupt ansteigt. Hahne & Gross [35] sehen den maximalen Wärmestrom als erreicht, wenn die Wandtemperatur des Thermosiphons in der Heizzone stark ansteigt und dabei Werte erreicht, die für die Heizdrähte gefährlich werden können. Für Seo et al. [71] ist die Leistungsgrenze überschritten, wenn am Verdampfer kein stationärer Zustand mehr erreicht wird und Temperaturfluktuationen auftreten.

Imura et al. [41] beobachten ein komplexeres Temperatur- und Wärmestromverhalten: Beim Zusammenbruch des Rieselfilms werden eine Abnahme des Wärmestroms in dem Bereich des Filmabrisses sowie ein Anstieg der Wandtemperatur beobachtet. Die Wandtemperatur zeigt dabei keinen kontinuierlichen Anstieg, sondern erreicht einen Gleichgewichtszustand. Dies wird mit dem verhältnismäßig geringen zusammengebrochenen Wärmestrom sowie dem Ausgleichsstrom in noch benetzte Gebiete durch Wärmeleitung durch die Rohrwand argumentiert. Mit einer weiteren Erhöhung der aufgeprägten Leistung steigt die Wandtemperatur auf einen höheren Gleichgewichtswert, was die Bestimmung des genauen Werts des kritischen Wärmestroms erschwert. Als Konsequenz wird in der Arbeit der kritische Wärmestrom als erreicht definiert, wenn eine der Temperaturen der in die beheizte Rohrwand eingebrachten Thermoelemente über 180 °C ansteigt.

Nach der Norm EN ISO 22975-2:2016 zur Prüfung der Beständigkeit und Leistungsfähigkeit von Wärmerohren für solarthermische Kollektoren hat das Wärmerohr seinen Wärmeübertragungsgrenzwert erreicht, „sobald sich ein offensichtlicher plötzlicher Temperaturanstieg feststellen lässt oder die Temperatur offensichtliche Schwankungen und Instabilität zeigt“ [27]. Die Temperatursensorposition ist dabei mit einer Höhe von 1/3 und 2/3 der Gesamtlänge des Wärmerohrs fest vorgeschrieben. Das Kriterium nach Norm [27] findet auch in einer vorangehenden Veröffentlichung der Autorin der vorliegenden Arbeit [56] Anwendung. Die Leistungsgrenze wird hierbei als die Leistung der stationären Stufe des Leistungsgrenzttests definiert, bevor das Kriterium eintritt.

Bertoldo Junior et al. [5] schlagen – wie bereits ausgeführt – in ihrer Arbeit eine dynamische Testmethode zur Bestimmung der Leistungsgrenze vor und vergleichen in diesem Zuge verschiedene Definitionen der Leistungsgrenze. Bei Anwendung der dynamischen Testmethode, bei der der Neigungswinkel kontinuierlich verändert wird, gilt die Austrocknung als erreicht, wenn Temperaturkurven am Verdampfer und Kondensator eine plötzliche Trennung aufzeigen. Die dynamische Methode wird mit der in der „ESA HP standard first issue PSS-49“²² vorgeschlagenen Testmethode der inkrementellen Leistungserhöhung verglichen, bei der zwei verschiedene Leistungsgrenzkriterien genannt werden. Das erste Kriterium sieht die Leistungsgrenze als erreicht, wenn die maximale Temperaturdifferenz entlang der Verdampferzone 5 °C übersteigt. Das zweite Kriterium bezieht sich auf das lineare Verhalten der Temperaturverteilung zwischen Verdampfer und adiabater Zone als Funktion der aufgeprägten Leistung. Wird die Linearität gebrochen, gilt die Austrocknung als erreicht. Ein beispielhaf-

²² Zusatzinformation: Primärquelle nicht beschaffbar

ter Vergleich des Ergebnisses bei Verwendung des ersten ESA-Kriteriums (Leistungsgrenze zwischen 15 und 22 W) oder zweiten ESA-Kriteriums (Leistungsgrenze bei 13,5 W) offenbart leichte Unterschiede, was laut Bertoldo Junior et al. [5] die Unsicherheit bei der Bestimmung der Kapillargrenze nach herkömmlichen Kriterien demonstriert.

Laut Bertoldo Junior et al. [5] wurden die genannten harten Kriterien der „ESA HP standard first issue PSS-49“ in einer erweiterten Ausgabe des Standards aufgeweicht und in ein allgemeineres Kriterium überführt. Demnach ist die maximale Leistung gegeben, wenn Temperaturschwankungen („temperature excursions“) im Verdampfer den Beginn eines nicht nominalen Betriebszustands anzeigen, der beobachtet wird, wenn die maximale Temperaturdifferenz entlang der Verdampferzone 5 °C überschreitet. Es wird der Hinweis gegeben, dass Temperaturschwankungen durch Temperaturspitzen gekennzeichnet sind, die normalerweise durch Austrocknungsbedingungen verursacht werden. Bertoldo Junior et al. ziehen das Fazit, dass, um das Auftreten der Austrocknung anhand dieser Kriterien zu erkennen, grundsätzlich eine Experteninterpretation erforderlich ist.

Die Linearität zwischen einer Temperaturdifferenz über das Wärmerohr und aufgeprägter Leistung dient auch in der Arbeit von Bezrodny & Podgoretskii [7] als Hilfsmittel für die Bestimmung der Leistungsgrenze. In einer vorangehenden Veröffentlichung der Autorin der vorliegenden Arbeit [55] wird entsprechend verfahren. In der Arbeit von Bezrodny & Podgoretskii [7] gilt der kritische Wärmestrom als erreicht, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsflüssigkeit im Dampferzeuger (externe Wärmequelle) und Thermosiphon als Funktion des zugeführten Wärmestroms einen scharfen Bruch in der Linearität aufweist. In der vorangehenden Veröffentlichung der Autorin der vorliegenden Arbeit [55] wird die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und adiabater Zone als Funktion der aufgeprägten Leistung herangezogen.

Definition über maximalen Wärmestrom

Nach Faghri [30]²³ bestimmt die Leistungsgrenze den maximalen Wärmestrom, den ein bestimmtes Wärmerohr unter bestimmten Arbeitsbedingungen erzielen kann. Entsprechend definieren Seo & Lee [70] die Leistungsgrenze als erreicht, wenn der Wärmestrom durch das Wärmerohr sinkt. In der Arbeit von Jack [42] wird die Wechselwirkungs- und Austrocknungsgrenze als erreicht betrachtet, wenn der Wärmestrom durch das Wärmerohr trotz zunehmender Leistungsaufprägung nicht mehr steigt, also ein Plateau erreicht ist.

Definition über thermischen Widerstand

Terdtoon et al. [78] beobachten in ihrer Arbeit einen plötzlichen, schnellen Temperaturanstieg. Der kritische Wärmestrom wird jedoch nicht über den Temperaturanstieg definiert, sondern entspricht der Leistung, bei der der geringste thermische Widerstand des Thermosiphons vorliegt. Entsprechend wird in einer weiteren Veröffentlichung von Terdtoon et al. [79] verfahren.

²³ s. Seite 221 in Quelle [30]

Visuelle Definition

Einige Forschungsarbeiten erlauben durch das Einbringen von Glasscheiben oder Glasröhren die visuelle Beobachtung des Strömungsregimes und eine entsprechende Definition der Leistungsgrenzen. Bezrodny & Podgoretskii [7] beobachten mit zunehmendem Wärmestrom die Bildung von Wellen an der Grenze zwischen Dampf- und Flüssigphase. Mit weiter zunehmendem Wärmestrom nimmt die Wellenlänge bei steigender Amplitude ab. Der Beginn dieses Strömungsregimes ist durch einen Bruch im linearen Verhältnis von Filmdicke am Ausgang der adiabaten Zone und Wärmestromdichte gekennzeichnet. Die verzeichnete Steigerung der Wachstumsrate der Filmdicke deutet auf den Beginn der aktiven Phaseninteraktion hin, die laut den Autoren wahrscheinlich den Beginn der Flutung und damit die untere Flutgrenze kennzeichnet. Mit zunehmender Wärmestromdichte nimmt die Wellenlänge bei steigender Amplitude weiter ab. Die Entwicklung dieses Prozesses endet bei einer kritischen Dampfgeschwindigkeit mit dem Ablösen des Flüssigkeitsfilms von der Rohroberfläche. Die obere Flutgrenze gilt als erreicht. Ebenso definieren Bezrodny et al. in einer früheren Arbeit [8] die obere Flutgrenze als erreicht, sobald ein abrupter Abbruch des Flüssigkeitsstroms von der Rohrwand zu beobachten ist. Shiraishi et al. [73] untersuchen in ihrer Arbeit die Strömungsphänomene durch visuelle Beobachtung der Dampf-Flüssig-Wechselwirkung sowie der Filmströmung entlang der Rohrwand bei verschiedenen Neigungswinkeln eines Thermosiphons. Sie schlussfolgern, dass davon ausgegangen werden kann, dass die Wärmeübertragungsrate zu Beginn der permanenten Austrocknung dem maximalen Wärmestrom des Thermosiphons entspricht.

Ein Blick in die Literatur zeigt auch, dass neben den unterschiedlichen Definitionen unterschiedliche Begriffe Verwendung finden. So ist neben dem Begriff der „Leistungsgrenze“ („heat transfer limit“, z. B. [7]) von der Betriebsgrenze („performance limit“, z. B. [58]), dem kritischen Wärmestrom („critical heat flux“, z. B. [41]) oder auch der maximalen Wärmeübertragungsleistung („maximum heat transfer capacity“, z. B. [6]) die Rede. Dies mag auch dem Fakt geschuldet sein, dass mit der Betrachtung der Leistungsgrenzen kein diskreter Punkt zu diskutieren ist, sondern immer ein Übergangsbereich zwischen ersten Störungen des Verdampfungs-/Kondensationskreislaufs in Form von lokalen Austrocknungen oder Wechselwirkungen der Phasen und dem totalen Zusammenbruch des Verdampfungs-/Kondensationskreislaufs vorliegt. Einige Autoren berücksichtigen dies, indem z. B. zwischen Flutgrenze (Flüssigkeitsstrom wird am Zurückfließen in den Verdampfer gehindert) und Wechselwirkungsgrenze (Flüssigkeitströpfchen werden in den Dampfbereich des Kondensatorteils mitgerissen) [30]²⁴ oder zwischen unterer (Beginn der aktiven Interaktion zwischen den Phasen) und oberer Flutgrenze (Ablösen des Flüssigkeitsfilms von der Rohroberfläche) unterschieden wird [7]. Shiraishi et al. [73] erkennen in ihren Experimenten einen beachtlichen Unterschied zwischen dem Wärmestrom bei Beginn der Austrocknung und der permanenten Austrocknung bei geschichteter Strömung, während der Unterschied bei ringförmiger Strömung nicht erkennbar ist. Die Definition der Leistungsgrenze kann folglich einen großen Einfluss auf deren Messergebnis haben.

²⁴ s. Seiten 385f in Quelle [30]

2.3 Ziel und Aufbau der Arbeit

Wie die Literaturübersicht zeigt, ist die prinzipielle Funktionsfähigkeit eines Zwei-Phasen-Thermosiphons unter geringer Neigung oder bei horizontaler Ausrichtung bereits in einer Vielzahl von Arbeiten bestätigt. Ein Großteil der Arbeiten, die sich auf die horizontale Ausrichtung konzentrieren, kann als Machbarkeitsstudien eingestuft werden, die die Funktion eines konkreten Thermosiphonkonzepts für einen gegebenen Anwendungsfall untersuchen. Mit einer der Veröffentlichung von Hahne & Gross [35]²⁵ entnommenen Leistungsgrenze von deutlich über 1 kW und der von Bezrodny & Podgoretskii [7] postulierten Übertragungsleistung von 10 kW der jeweils 2 m langen horizontalen Zwei-Phasen-Thermosiphons scheint die prinzipielle Einsetzbarkeit von Zwei-Phasen-Thermosiphons für die horizontale solarthermische Fassadenintegration gegeben.

Die in der Literatur vorhandenen Arbeiten zum Betriebsverhalten von horizontalen oder leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons in Abhängigkeit von Neigungswinkel und Füllgrad zeichnen kein einheitliches Bild. Während einige Arbeiten einen Anstieg des thermischen Widerstands [36, 76] oder Abfall der Übertragungsleistung [87] mit sinkendem Neigungswinkel detektieren, messen Jouhara et al. [45] den geringsten thermischen Widerstand für die horizontale Ausrichtung. Identifizieren Bezrodny & Podgoretskii [7] den Füllgrad als wichtigsten Einflussfaktor der Leistungsgrenze von Zwei-Phasen-Thermosiphons im Winkelbereich von 0° bis +2°, deuten die Ergebnisse von Nguyen-Chi & Groll [58] darauf hin, dass der Einfluss des Füllgrads gerade bei geringer Neigung vernachlässigt werden kann.

Obwohl mit den Kollektoren Vitosol 200-TM der Viessmann Werke GmbH & Co. KG [84] und der Baureihe Seido8 der SUNDA Solar GmbH [4] Kollektoren marktverfügbar sind, die bei geringer Neigung des Wärmerohrs arbeiten, ist wenig über das Betriebsverhalten von solaren Wärmerohren um die Horizontale bekannt [87]. Die Studie von Wang et al. [87] gibt zwar einen optimalen Füllgradbereich von 22,0 bis 27,5 ml für das in der Arbeit vermessene solare Wärmerohr an. Bei der Diskussion der Ergebnisse sollte jedoch berücksichtigt werden, dass die Messdaten der übertragenen Wärmemenge in Abhängigkeit der Füllmenge starke Fluktuationen aufweisen. Zudem muss die Angabe einer optimalen Füllmenge ohne die Angabe von Mess- oder Füllgradgenauigkeit kritisch betrachtet werden.

Eine Auslegung der Zwei-Phasen-Thermosiphons für die Fassadenkollektoren in „ArKol“ bzw. speziell für den Testkollektor „Demoflex“ auf Basis der Vorhersage des Betriebsverhaltens in Abhängigkeit von Neigungswinkel und Füllgrad scheint aufgrund der unklaren Datenlage sowie der begrenzten Anzahl der Veröffentlichungen zu horizontalen solaren Wärmerohren nicht möglich. Neben der unklaren Datenlage offenbart der Literaturüberblick auch das häufige Auftreten eines instationären Betriebsverhaltens für horizontale oder leicht geneigte Zwei-Phasen-Thermosiphons. Lokale Austrocknung, Wechselwirkungsphänomene wie Wellenbildung an der Phasengrenze, das Mitreisen von Flüssigkeitstropfen, Geysirverdampfung oder Wasser-/Dampfschläge werden in mehreren Arbeiten beobachtet und thematisiert [7, 45, 55–58, 87]. Daneben zeigt der Literaturüberblick über Messme-

²⁵ s. Grafik 2 in Quelle [35] (Anmerkung: 90° entspricht horizontal)

thodik und Definition der Leistungsgrenze sowohl in der Messmethodik, aber vor allem in der Definition deutliche Unterschiede auf. Es ist nicht auszuschließen, dass das instationäre Verhalten von Zwei-Phasen-Thermosiphons im Horizontalen, gepaart mit den unterschiedlichen Definitionen und Methoden zur Bestimmung der Leistungsgrenze, seinen Anteil an der unklaren Datenlage hat.

Um methodische Einflüsse auf die Analyse der Leistungsgrenze zu untersuchen bzw. auszuschließen und eine geeignete Methodik der experimentellen Charakterisierung der Leistungsgrenze von horizontalen und leicht geneigten solaren Zwei-Phasen-Thermosiphons zu wählen, erfolgt in der Arbeit eine Analyse der experimentellen Methodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze. In der Arbeit sollen verschiedene Messmethoden und Definitionen der Leistungsgrenze verglichen und damit folgende Frage beantwortet werden:

Forschungsfrage 1

Welche Definition und Messmethodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze ist für solare Wärmerohre im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung geeignet, um eine für die Analyse und Bewertung der Wärmerohre hinsichtlich ihres Einsatzes im Fassadenkollektor geeignete Datenlage zu schaffen?

Solare Wärmerohre stellen aufgrund ihrer speziellen geometrischen Charakteristika (großes Verhältnis von Verdampferlänge zu Verdampferdurchmesser, kleiner Kondensator, s. Kapitel 1.2) eine besondere Herausforderung für den Betrieb um die Horizontale dar. Gleichzeitig fehlt wie ausgeführt eine fundierte Datenlage zur Auslegung von insbesondere Füllgrad und Neigung der Wärmerohre für den Betrieb im horizontal installierten Fassadenkollektor. In der Arbeit soll deshalb das Betriebsverhalten eines für den Einsatz im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ vorgesehenen Zwei-Phasen-Thermosiphons – auch unter Anwendung der in Forschungsfrage 1 gewählten Leistungsgrenzmessmethodik – analysiert und damit folgende Frage beantwortet werden:

Forschungsfrage 2

Welches Betriebsverhalten zeigt ein für die Anwendung im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ vorgesehener solarer Zwei-Phasen-Thermosiphon im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung und ist dieser somit für den Einsatz im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ geeignet?

Als Grundlage zum Verständnis der Arbeit sind der Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ sowie die für den Einsatz im Testkollektor vorgesehenen und in der Arbeit zu analysierenden Test-Zwei-Phasen-Thermosiphons im nächsten Kapitel beschrieben. Dem Kapitel folgt die ausführliche Darlegung der Methodik zur Beantwortung der Forschungsfragen. Hierfür wird in einem ersten Kapitel die grundlegende Messmethodik der Arbeit, der Stufentest, eingeführt. Es folgt die Spezifizierung der Versuchsparameter, insbesondere von Füllgrad und Neigungswinkel, anhand derer das Betriebsverhalten der

Zwei-Phasen-Thermosiphons sowie die Messmethodik der Leistungsgrenze in der Arbeit analysiert werden soll. Anschließend wird die Definition der Messgrößen gegeben, die die Basis für die Messmethodik der Arbeit liefert. Die Spezifizierung der Messmethodik umfasst die Beschreibung der Messdurchführung und des experimentellen Aufbaus. Zudem werden Maßnahmen zur Vermeidung von Degradation der Test-Thermosiphons sowie des Testaufbaus und zur Verringerung der Messabweichung vorgestellt. Eine Beschreibung der Datenauswertung inklusive Modellgleichungen, Einführung in die grafischen Darstellungsformen der Arbeit sowie Angabe der für die Ergebnisdiskussion herangezogenen theoretischen Referenzen runden das Methodikkapitel ab. An dieser Stelle sei auf Anhang A und B verwiesen, die einen vertieften Einblick in die Methodik der Arbeit ermöglichen. Die Ergebnisdiskussion widmet sich zunächst der Klärung der Forschungsfrage 1 nach der geeigneten Definition und Methodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze horizontaler und leicht geneigter Zwei-Phasen-Thermosiphons. Im zweiten Teil wird das Betriebsverhalten der für den Einsatz im Testkollektor „Demoflex“ vorgesehenen Zwei-Phasen-Thermosiphons hinsichtlich thermischer Widerstände und Leistungsgrenzen analysiert. Zusammenfassung und Ausblick schließen die Arbeit ab.

3 Beschreibung der Testkörper

In der Arbeit soll das Betriebsverhalten eines für den Einsatz im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ vorgesehenen Zwei-Phasen-Thermosiphons analysiert werden. Auf den Aufbau des Testkollektors sowie insbesondere der Test-Thermosiphons wird im Folgenden eingegangen.

Ein Foto des Testkollektors „Demoflex“ ist in Abbildung 3-1 gezeigt. Der Testkollektor besteht aus drei langen und zwei kurzen Kollektorstreifen sowie Putzfassadenelementen. Die Kollektorstreifen weisen eine horizontale Ausrichtung auf. Der prinzipielle Aufbau des modularen Kollektors kann Abbildung 3-2 entnommen werden. Die Wärmerohre werden hinten an die Absorberstreifen angelötet und an den Sammelkanal angepresst, in dem das Solarfluid fließt. Durch die Trennung von Absorber- und Solarfluidkreislauf bei Verwendung von Wärmerohren kann die Position der Kollektorstreifen am gemeinsamen Sammelkanal sowie die Länge der Streifen im Entwurfsprozess frei gewählt werden. Die flexible Gestaltung der Zwischenräume mit unterschiedlichen Fassadenmaterialien, hier Putz, erhöht die architektonische Gestaltungsfreiheit. Weiterführende Informationen zum Projekt sowie dem Testkollektor sind Anhang G sowie den Quellen [19, 38, 52, 53] zu entnehmen.



Abbildung 3-1: Foto des Testkollektors „Demoflex“;
© Fraunhofer ISE.

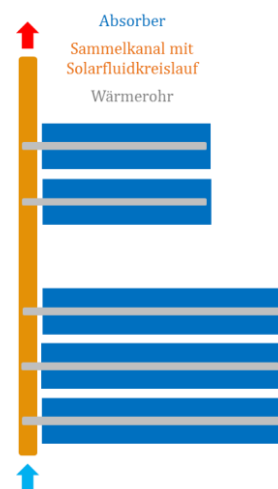


Abbildung 3-2: Skizze von Funktion und Aufbau
des Testkollektors „Demoflex“.

Die Auslegung der Test-Thermosiphons orientiert sich an der solarthermischen Anwendung im Allgemeinen sowie speziell den Randbedingungen des Test-Streifenkollektors „Demoflex“. Ein schneller Überblick über die Charakteristika der in der Arbeit analysierten Test-Thermosiphons sowie die jeweils für die Spezifizierung des Werts gegebene Auswahlbasis kann Tabelle 3-1 entnommen werden. Im Anschluss ist eine ausführliche Begründung für die gewählten Werte gegeben.

Tabelle 3-1: Übersicht über die Charakteristika des für den Einsatz im Testkollektor „Demoflex“ vorgesehenen Test-Zwei-Phasen-Thermosiphons.

Konstante	Symbol	Wert	Einheit	Auswahlbasis
Arbeitsfluid	AF	Wasser	-	Solarer Standard; Brandschutz
Behälterwerkstoff	-	Kupfer	-	Solarer Standard
Innendurchmesser	$d_{in,WR}$	11	mm	Wechselwirkungsgrenze; Kollektorjahresleistungspunkte
Außendurchmesser	$d_{a,WR}$	12	mm	Verfügbarkeit des Herstellers
Gesamtlänge	l_{WR}	1.500	mm	Fassadenstandards; Marktverfügbarkeit der Referenz-Wärmerohre
Kondensatorlänge	l_{kond}	100	mm	Solarer Standard
Länge adiabate Zone	l_{ad}	150	mm	Solarer Standard; Messmethodik
Verdampferlänge	l_{verd}	1.220	mm	Resultiert aus Gesamtlänge und Länge der adiabaten Zone

Arbeitsfluid und Behälterwerkstoff

Für Arbeitsfluid und Behälterwerkstoff der für den Einsatz im Testkollektor „Demoflex“ vorgesehenen Test-Thermosiphons ist die Standard-Kombination Wasser-Kupfer gewählt, die den solaren Wärmerohrmarkt bestimmt [43]²⁶. Die Nicht-Brennbarkeit des Arbeitsfluids Wasser ist auch im Hinblick auf eine möglichst gering zu haltende Brandlast des vorgehängten Fassadenkollektors von Interesse. Dieser gilt anders als Aufdachkollektoren als Bauteil des Gebäudes. Sein Brandverhalten ist nach der Norm DIN EN 13501 zur Klassifizierung von Bauprodukten und Bauarten zu ihrem Brandverhalten einzustufen [24].

Durchmesser des Wärmerohrs

Der Innendurchmesser marktüblicher solarer Wärmerohre liegt nach Tabelle 1-1 zwischen 6 und 10 mm in Verdampfer- wie auch adiabater Zone. Auch für die Fassadenkollektoren wird aus architektonischen und ökonomischen Gründen ein möglichst geringer Durchmesser angestrebt. Bei großem Verhältnis von Verdampferlänge zu Durchmesser und hohem Füllgrad des Wärmerohrs stellt nach Nguyen-Chi & Groll [58] die Wechselwirkung zwischen Flüssig- und Dampfphase die limitierende Leistungsgrenze dar. Der erforderliche Minstdurchmesser der Wärmerohre für den Test-Streifenkollektor wird deshalb anhand eines Vergleichs von abgeschätzten Kollektorjahresleistungspunkten und Wechselwirkungsgrenze ermittelt.

Die charakteristischen Eingangswerte der Kollektorjahressimulation sind Tabelle H-1 im Anhang H zu entnehmen. Basis der Simulation ist ein Modell von Lämmle [50], der die Jahressimulationsergebnisse zur Verfügung stellte. Da das Modell zeitlich diskretisiert Wetterdaten verarbeitet, wird ein durchschnittlicher Energieertrag pro Zeitintervall ausgegeben. Die daraus berechneten und in Abbildung 3-3 dargestellten Kollektorjahresleistungspunkte stellen 6-Minuten-Mittelwerte dar. Es wird eine Absorberfläche je Wärmerohr von 156 mm mal 1220 mm angenommen. Die Breite von 156 mm orientiert sich an der Absorberbreite des Testkollektors „Demoflex“ (s. Abbildung G-3 im Anhang G). Die

²⁶ s. Seite 23 in Quelle [43]

Länge von 1220 mm entspricht der Verdampferlänge der vermessenen Test-Thermosiphons (s. Abschnitt „Längenabmessungen des Wärmerohrs“ im gegenwärtigen Kapitel).

Aus der Vielzahl der in der Literatur vorhandenen Modelle für die Wechselwirkungsgrenze von Zwei-Phasen-Thermosiphons ist das Modell von Nguyen-Chi & Groll [58] nach Wallis [86] und Sakhuja [69] und dem von Jack [42] für solare Wärmerohre angepassten Parameter C_w von 1,195 für das Arbeitsfluid Wasser gewählt. Die Berechnungsvorschrift für die Wechselwirkungsgrenze \dot{Q}_{WW} ist mit Gleichung (3-1) gegeben.

$$\dot{Q}_{WW} = \left(\frac{\varphi}{180^\circ} + \sqrt{\sin 2\varphi} \right)^{0,65} \cdot C_w^2 \cdot \frac{\pi d_{in,WR}^{2,5}}{4} \cdot \frac{\Delta h \sqrt{g \rho_g (\rho_f - \rho_g)}}{\left[1 + \left(\rho_g / \rho_f \right)^{0,25} \right]^2} \quad (3-1)$$

Die Auswahl des Modells ist mit folgenden Punkten begründet:

- Im Modell findet die Abhängigkeit der Wechselwirkungsgrenze von Innendurchmesser und Neigungswinkel Berücksichtigung.
- In den Arbeiten von Jack [42] und Nguyen-Chi & Groll [58], in denen das Modell mit experimentellen Daten verglichen wird, liegt wie in der vorliegenden Arbeit eine Leistungsaufprägung am Verdampfer vor. Die Art der thermischen Randbedingung am Verdampfer ist ein Faktor, der selten berücksichtigt wird, laut Bezrodny & Podgoretskii [7] die Wechselwirkungsgrenze jedoch stark beeinflusst.
- Das gewählte Modell wird entsprechend der Angaben in [42, 58] für die in Tabelle 3-2 gegebenen Grenzen als hinreichend validiert betrachtet und ist damit zumindest in einem Teil des relevanten Parameterbereichs für eine Abschätzung der Wechselwirkungsgrenze geeignet.

Tabelle 3-2: Gültigkeitsbereich des verwendeten Modells für die Wechselwirkungsgrenze nach [42, 58].

Parameter	Symbol	Validierter Bereich	Einheit
Neigungswinkel	φ	[+1;+45]	°
Innendurchmesser am Verdampfer	$d_{in,verd}$	[4;12]	mm
Verdampfertemperatur	T_{verd}	$\frac{\partial \dot{Q}_{WW}}{\partial T_{verd}} > 0$	W/°C
Wärmerohrleistung	\dot{Q}_{WR}	≥ 50	W

Abbildung 3-3 (links) zeigt die Leistungspunkte der Jahressimulation in Abhängigkeit der Betriebstemperatur (mittlere Temperatur des Solarfluids im Sammelkanal) für einen Innendurchmesser von 7 mm und setzt diesen die berechnete Wechselwirkungsgrenze in Abhängigkeit der Betriebstemperatur (Temperatur der adiabaten Zone) gegenüber. Die Abweichung der Betriebstemperatur des Wärmerohrs von der Betriebstemperatur des Kollektors wird für die Abschätzung als vernachlässigbar betrachtet. Bei einem Innendurchmesser des Zwei-Phasen-Thermosiphons von 7 mm können aufgrund der begrenzenden Wechselwirkungsgrenze selbst bei einer Neigung von +5° nicht alle Jahresleistungspunkte gefahren werden. Erst ab einem Innendurchmesser von 11 mm (s. Abbildung 3-3 rechts) liegt

die Wechselwirkungsgrenze auch für eine Neigung von $+1^\circ$ oberhalb der erwarteten Jahresleistungspunkte. Der Innendurchmesser der für den Einsatz im Testkollektor „Demoflex“ vorgesehenen Test-Thermosiphons wird zu 11 mm festgesetzt. Es erfolgt keine verdickte Ausführung des Kondensators, da dies als für den Kondensatrückfluss in horizontaler oder leicht geneigter Ausrichtung hinderlich gesehen wird und zudem eine Spezialanfertigung des Wärmerohrbehälters erfordert. Der Außendurchmesser von 12 mm ist entsprechend der Verfügbarkeit des Herstellers gewählt.

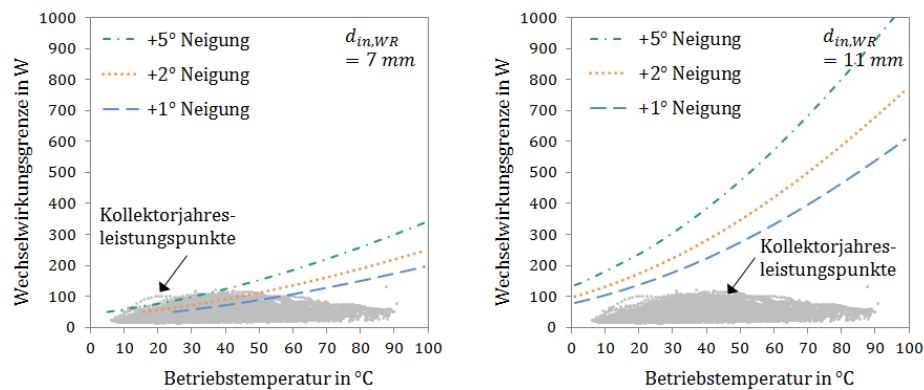


Abbildung 3-3: Wechselwirkungsgrenze nach [42, 58] in Abhängigkeit der Betriebstemperatur für drei verschiedene Neigungswinkel für einen Innendurchmesser des Zwei-Phasen-Thermosiphons von 7 mm (links) und 11 mm (rechts) im Vergleich mit Kollektoriahresleistungspunkten.

Längenabmessungen des Wärmerohrs

Für vorgehängte, hinterlüftete Fassaden wie den Streifenfassadenkollektor existieren keine festen Rastermaße. Jedoch sind aufgrund der typischen Fenstermaße sowie der Montagefreundlichkeit Längenmaße zwischen 1 m und 2 m zu favorisieren [20]. Aufgrund der nur bis zu einer Maximallänge von 1.500 mm lieferbaren, im Projekt „ArKol“ vermessenen Referenz-Wärmerohre mit integrierter Netzstruktur [56] wurde im Projekt die Entscheidung getroffen, die Testkollektoren auf eine entsprechende Länge zu begrenzen (s. Abbildung G-3 im Anhang G). Für den Testkollektor wird die Länge der zu testenden Zwei-Phasen-Thermosiphons auf 1.500 mm festgesetzt und liegt damit etwas unterhalb der typischen Längen solarer Wärmerohre (s. Tabelle 1-1 in Kapitel 1.2).

Die Kondensatorlänge der Test-Wärmerohre wird auf Basis der Kondensatormantelflächen marktüblicher solarer Wärmerohre in Tabelle 1-2 (Kapitel 1.2) ausgewählt. Mit einer durchschnittlichen Mantelfläche der dort aufgeführten Wärmerohre von 3.647 mm^2 und dem gegebenen Außendurchmesser von 12 mm ergibt sich eine Kondensatorlänge der Test-Wärmerohre von 97 mm, die zu 100 mm aufgerundet wird.

Um den Einfluss des Verdampfers und des Kondensators auf die Messung der adiabaten Temperatur zu reduzieren, wird die adiabate Zone der Test-Thermosiphons auf 150 mm ($+30 \text{ mm}$ undefinierte Zone, s. Teststandaufbau Kapitel 4.4.2) festgelegt. Sie bewegt sich damit im oberen Bereich des solarer Standards. Es ergibt sich eine Verdampferlänge von 1220 mm.

4 Methodik

Das vorliegende Kapitel beschreibt die Methodik, die zur Beantwortung der zwei in der Arbeit gestellten Forschungsfragen angewandt wird. Hierzu erfolgt in einem ersten Schritt zunächst die Spezifizierung der bestimmenden Messmethode der Arbeit, dem „Stufentest“, die Grundlage für alle weiteren Methodikkapitel ist. Darauf aufbauend erfolgt die Spezifizierung der Versuchsparameter, insbesondere von Füllgrad und Neigungswinkel, sowie die Spezifizierung der Messgrößen der Arbeit. Das in der Arbeit angewandte Messverfahren ist ausführlich im Unterkapitel 4.4 dargelegt. Es geht auf die Messdurchführung und den Teststandaufbau ein und wird um die Beschreibung von Maßnahmen zur Verringerung von Degradation und Messabweichung ergänzt. Ein Überblick über die Datenauswertung, inklusive ausführlicher Darlegung der Modellgleichungen und der für die Ergebnisdiskussion herangezogenen grafischen Darstellungsformen sowie theoretischen Referenzen schließt das Methodikkapitel ab. Ergänzend zu dem vorliegenden Kapitel wird auf Anhang A und B verwiesen, die dem interessierten Leser mit Ausführungen zu den Maßnahmen zur Verringerung der Messabweichung sowie der Messunsicherheitsbetrachtung einen vertieften Einblick in die Methodik der Arbeit erlauben.

4.1 Spezifizierung der Messmethode

In der Arbeit soll das Betriebsverhalten der im vorangehenden Kapitel dargelegten Test-Thermosiphons analysiert werden. Zur Analyse der thermischen Widerstände wird eine im Weiteren als „Stufentest“ bezeichneten Messmethode gewählt. Der Stufentest stellt die wichtigste Messmethode der Arbeit dar. Seine Beschreibung ist zum besseren Verständnis der Arbeit dem Methodikkapitel vorangestellt.

Beim Stufentest wird das Wärmerohr mit einer definierten Leistung oder Temperatur am Verdampfer beaufschlagt und diese schrittweise erhöht. Zwischen den Leistungs- bzw. Temperaturstufen wird ein stationärer Zustand abgewartet. Während des Tests wird eine Vergleichstemperatur (z. B. Kühlwassereintrittstemperatur, Temperatur der adiabaten Zone des Wärmerohrs) konstant gehalten. Der Stufentest ist aus der Literatur zur Bestimmung von Leistungsgrenzen bekannt (s. Kapitel 2.2). Durch die Auswertung der Stufen vor Erreichen der Leistungsgrenze können mit dieser Testmethode jedoch auch weitreichende Informationen über das Betriebsverhalten des Wärmerohrs unterhalb der

Leistungsgrenze inklusive der thermischen Widerstände gesammelt werden. Der Stufentest wird damit als geeignet gesehen, um das grundlegende Betriebsverhalten eines Wärmerohrs zu analysieren. Abbildung 4-1 zeigt einen beispielhaften Verlauf des Stufentests bei schrittweiser Erhöhung der elektrischen Leistung am Verdampfer und konstanter Kühlwassereintrittstemperatur am Kondensator bei Vermessung der Leistungsgrenze eines Zwei-Phasen-Thermosiphons der Charge WR7 aus Tabelle 1-1 unter einem Winkel von $+8^\circ$.

Die in der Arbeit angewandte Messmethode zur Analyse der Leistungsgrenze ist Bestandteil der Forschungsfrage und somit der Spezifizierung der Versuchsparameter im anschließenden Kapitel 4.2.

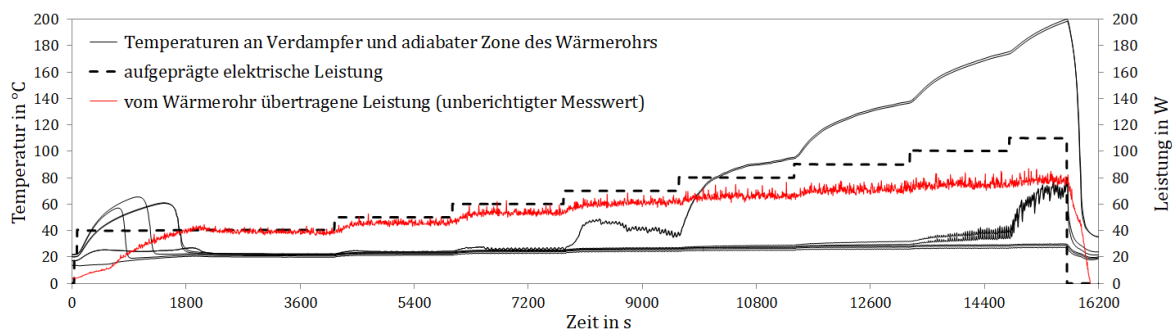


Abbildung 4-1: Beispiel eines Stufentests zur Vermessung der Leistungsgrenze eines Wärmerohrs der Charge WR7 (s. Tabelle 1-1) bei konstanter Kühlwassereintrittstemperatur von 12°C unter einem Winkel von $+8^\circ$.

4.2 Spezifizierung der Versuchsparameter

Die Analyse des Betriebsverhaltens eines Zwei-Phasen-Thermosiphons im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung orientiert sich in der Arbeit an der solarthermischen Anwendung im Allgemeinen sowie speziell den Randbedingungen des Test-Streifenkollektors „Demoflex“ des Forschungsprojekts „ArKol“. Gleiches gilt folglich für die Spezifizierung der Versuchsparameter, die im Weiteren dargelegt ist.

In der Arbeit soll die Frage beantwortet werden, welche Definition und Messmethodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze für solare Wärmerohre im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung geeignet ist. Dabei werden alle im Stand der Technik in Kapitel 2.2 beschriebenen Definitionen der Leistungsgrenze analysiert. Für die Analyse der geeigneten Messmethodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze werden drei verschiedene Testmethoden ausgewählt: der Stufentest (der auch zur Analyse des Betriebsverhaltens unterhalb der Leistungsgrenze angewandt wird), die im Weiteren als „sequenzielle Methode“ bezeichnete Fahrweise in Anlehnung an Sakhuja [69] und Seo & Lee [70] sowie eine „dynamische Methode“ in Anlehnung an die solare Testnorm EN ISO 22975-2:2016 [27]. Der Messablauf aller drei Testmethoden ist ausführlich in Kapitel 4.4.1 beschrieben.

Die Analyse des Betriebsverhaltens der Test-Thermosiphons und damit Beantwortung der Forschungsfrage 2 erfolgt in Abhängigkeit von Füllgrad, Neigungswinkel, Temperaturniveau und Leistung. Tabelle 4-1 fasst die Parameter der in der Arbeit durchgeführten Stufentests sowie die jeweils für die

Tabelle 4-4: Messplan der dynamischen und sequenziellen Testmethode für Test-Thermosiphon TS30 (Füllgrad 30 %) in Abhängigkeit von Kühlwassereintrittstemperatur und Neigungswinkel.

	Durchlauf D	Durchlauf E	Durchlauf F	Durchlauf G	Durchlauf H	Durchlauf I
	Dynamische Testmethode	Dynamische Testmethode	Dynamische Testmethode	Sequenzielle Testmethode	Sequenzielle Testmethode	Sequenzielle Testmethode
	50°C	50°C	50°C	50°C	50°C	50°C
0°	X	X	X	X	X	X
+0,5°	X	X		X	X	

Füllgrad der Wärmerohre

Um die Funktion des Zwei-Phasen-Thermosiphons auch unter horizontaler Ausrichtung sicherzustellen, muss der Füllgrad hoch genug gewählt werden, dass bei den gegebenen Neigungswinkeltoleranzen der Verdampfer nicht bereits ohne Leistungsaufprägung trocken fällt. Gleichzeitig sollte der Füllgrad möglichst niedrig gewählt werden, um bei horizontaler Ausrichtung oder geringer Neigung wenig Kondensatorfläche zu blockieren (s. Abbildung 4-2). Auch bedingt ein höherer Füllgrad einen kleineren Dampfquerschnitt, was zu einer höheren Dampfgeschwindigkeit und folglich geringeren Wechselwirkungsgrenze führt. Die Grenzwinkel, ab denen der Verdampfer unter den gegebenen geometrischen Randbedingungen ($l_{WR} = 1.500 \text{ mm}$, $d_{in,WR} = 11 \text{ mm}$) gerade – auch ohne Leistungsaufprägung – trocken fällt, und die jeweils unter diesem Winkel blockierte Kondensatorfläche sind in Tabelle 4-5 beispielhaft für verschiedene Füllgrade gegeben.

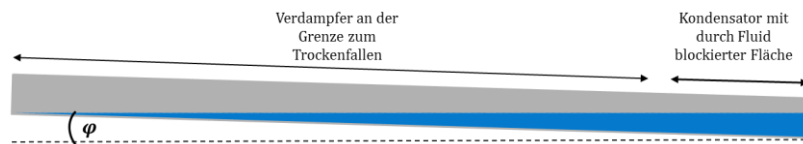


Abbildung 4-2: Visualisierung des Grenzwinkels, ab dem der Verdampfer des Wärmerohrs auch ohne Leistungsaufprägung trocken fällt.

Tabelle 4-5: Grenzwinkel und blockierte Kondensatorfläche für beispielhafte Füllgrade.

Füllgrad ε	10 %	20 %	30 %	40 %	45 %	50 %	60 %	70 %
Grenzwinkel, ab dem Verdampfer trocken fällt	-0,12°	-0,20°	-0,27°	-0,34°	-0,38°	-0,42°	-0,53°	-0,70°
Blockierte Kondensatorfläche unter Grenzwinkel	36 %	48 %	58 %	70 %	77 %	89 %	100 %	100 %

Zur Abschätzung der bei horizontaler Kollektorinstallation gegebenen Neigungswinkeltoleranzen werden mit dem VFF Merkblatt „Toleranzen im Fenster-, Türen- und Fassadenbau“ [83] und der DIN 18202 „Toleranzen im Hochbau - Bauwerke“ [25] zwei wichtige Regelwerke des Fassadenbaus herangezogen. Beispielhaft werden die entsprechend der beiden Regelwerke geltenden Neigungswinkeltoleranzen für die Montage eines Kollektorstreifens der Länge 1580 mm des Test-Streifenfassadenkollektors „Demoflex“ berechnet (s. Abbildung G-3 im Anhang G). Zusätzlich werden nach Rücksprache mit den Konstrukteuren Fertigungstoleranzen des Kollektorstreifens von jeweils

$\pm 0,1^\circ$ angenommen. Tabelle 4-6 fasst die auf Grundlage der Regelwerke berechneten Toleranzen zusammen.

Unter Berücksichtigung bestehender Füllgradtoleranzen der Hersteller wird gemäß Tabelle 4-5 ein Füllgrad von 30 % als hinreichend betrachtet, um ein Trockenfallen des Verdampfers bei Annahme minimaler Neigungswinkeltoleranzen (Tabelle 4-6, Fall B) von $\pm 0,21^\circ$ zu verhindern. Entsprechend ist ein Füllgrad von 50 % zu wählen, um ein Trockenfallen des Verdampfers bei Annahme maximaler Neigungswinkeltoleranzen (Tabelle 4-6, Fall C) von $\pm 0,39^\circ$ zu verhindern. Der Soll-Füllgrad der Test-Thermosiphons wird auf 30 % und 50 % festgesetzt. Der Ist-Füllgrad der gelieferten Thermosiphons wird durch Vergleichswägung mit Leerrohren auf $(30 \pm 1) \%$ und $(45 \pm 2) \%$ bestimmt. Der Test-Thermosiphon mit einem Füllgrad von 30 % wird im Folgenden mit dem Kürzel „TS30“, der mit einem Füllgrad von 45 % mit „TS45“ bezeichnet. Der Füllgrad der Test-Thermosiphons liegt damit deutlich höher als der typischer solarer Wärmerohre von beispielhaft 2,5 % bis 5,5 % (s. Tabelle 1-2).

Tabelle 4-6: Neigungswinkeltoleranzen für einen Kollektorstreifen der Länge 1580 mm des Test-Streifenkollektors „Demoflex“.

	Regelwerk / Datenbasis	Montage-toleranz	Fertigungs-toleranz	Gesamt-toleranz
Fall A	VFF Merkblatt „Toleranzen im Fenster-, Türen- und Fassadenbau“: Standardfall [83]	$\pm 0,18^\circ$	$\pm 0,1^\circ$	$\pm 0,28^\circ$
Fall B	VFF Merkblatt „Toleranzen im Fenster-, Türen- und Fassadenbau“: Erhöhte Anforderungen [83]	$\pm 0,11^\circ$	$\pm 0,1^\circ$	$\pm 0,21^\circ$
Fall C	DIN 18202 „Toleranzen im Hochbau – Bauwerke“ [25]	$\pm 0,29^\circ$	$\pm 0,1^\circ$	$\pm 0,39^\circ$

Neigungswinkel

Der relevante Neigungswinkelbereich der Wärmerohre lässt sich in erster Linie anhand der gegebenen Absorberabmessungen des Test-Streifenkollektors „Demoflex“ ableiten (s. auch Abbildung G-3 im Anhang G). Abbildung 4-3 skizziert den möglichen Installationsbereich des Wärmerohrs für die langen und kurzen Absorberstreifen des Testkollektors „Demoflex“. Zudem sind die in Tabelle 4-6 gegebenen Neigungswinkeltoleranzen $\varphi_{Toleranz}$ zu berücksichtigen. Daran angelehnt werden die zu vermessenden Neigungswinkel zu $-0,5^\circ$, 0° , $+0,5^\circ$, $+5^\circ$ und $+10^\circ$ bestimmt.

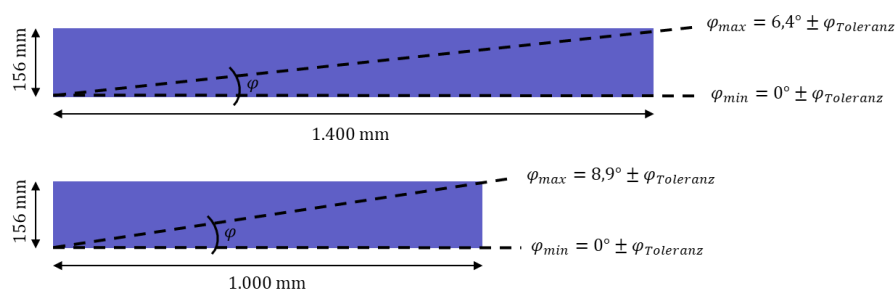


Abbildung 4-3: Möglicher Neigungswinkelinstallationsbereich für die Wärmerohre am Absorberstreifen des Testkollektors „Demoflex“.

Auch wenn die gegenwärtige Konstruktion des Testkollektors „Demoflex“ eine positive Neigung des Wärmerohrs am Absorber bei horizontal installiertem Kollektor erlaubt, stellt die horizontale Ausrich-

tung des Wärmerohrs die im Projekt favorisierte Variante dar. Sie bietet die Option, das Wärmerohr zusammen mit dem Absorber zu extrudieren und so eine thermisch optimierte, längenflexible und kostengünstige Fertigung bzw. Montage zu realisieren [64] (Beispiel s. Abbildung 4-4). Auch Array-Designs mit direkter Absorberbeschichtung des Wärmerohrs werden als eine energetisch wie optisch interessante Alternative zum traditionellen Rippe-Rohr-Konstrukt gesehen [17] (Beispiel s. Abbildung 4-5). Die horizontale Ausrichtung des Wärmerohrs wird neben der geneigten oder vertikalen Ausrichtung im Projekt „ArKol“ als favorisierte Ausrichtung betrachtet und stellt folglich einen Schwerpunkt der Analysen der vorliegenden Arbeit dar.

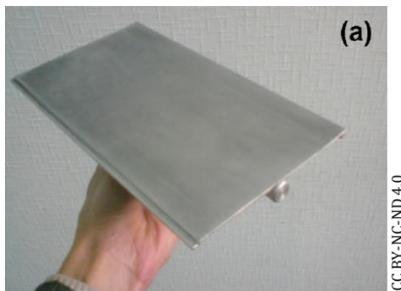


Abbildung 4-4: Beispiel eines gemeinsam mit dem Absorberblech extrudierten Wärmerohrs für die solarthermische Fassadenintegration; Grafik aus Rassamakin et al. [64].



Abbildung 4-5: Beispiel eines Array-Designs eines Wärmerohrs für die solarthermische Anwendung; Grafik aus Deng et al. [17]²⁷.

Kühlwassereintrittstemperatur

Abbildung 3-3 in Kapitel 3 zeigt beispielhaft Leistungspunkte einer Kollektorjahressimulation. Der Abbildung ist zu entnehmen, dass der Kollektor in dem gewählten Simulationsbeispiel bei Betriebstemperaturen von unter 10 °C bis über 90 °C gefahren wird. Dies stellt keinen unüblichen Betriebsbereich dar. Um diese Temperaturspanne zu erfassen, werden Stufentests bei Kühlwassereintrittstemperaturen von 10 °C, 50 °C und 90 °C gefahren.

Elektrische Leistung

Sonnenenergie stellt auf der Erde eine hochdynamische Energiequelle dar. Sonnenauf- und Sonnenuntergang, Wolkendurchzüge und der Wechsel der Jahreszeiten führen dazu, dass sich die von einem Wärmerohr zu übertragende Leistung zwischen wenigen bis zu mehreren Hundert Watt pro Quadratmeter Absorberfläche erstreckt. Bei einer angenommenen maximalen Einstrahlung von 900 W/m² auf die Fassade, einem effektiven Transmissions-Absorptions-Produkt $(\tau\alpha)_e$ von 0,9 und einem Kollektorwirkungsgradfaktor F' von 0,9 können maximal 729 W pro Quadratmeter Absorberfläche an den Solarfluidkreislauf übertragen werden (s. Gleichung (H-1) und (H-2) im Anhang H). Um diese große Leistungsbandbreite analysieren zu können, wird in der Arbeit die aufgeprägte elektrische Leistung während der Stufentests bei Annahme einer maximalen Absorberfläche von 1 m² und unter Berücksichtigung möglicher Verluste zwischen 0 W und maximal 1.000 W in 20-Watt-Schritten erhöht.

²⁷ Reprinted from Energy Procedia; Vol number 70; Yuechao Deng, Yaohua Zhao, Zhenhua Quan, Tingting Zhu; Experimental study of the thermal performance for the novel flat plate solar water heater with micro heat pipe array absorber; Pages No. 41-48; Copyright (2019), with permission from Elsevier.

Durchläufe

In der Literatur ist für das Betriebsverhalten solarer Wärmerohre eine hohe Neigungswinkelsensitivität um die Horizontale beschrieben [87]. Ein Blick auf Tabelle 4-5 untermauert eine entsprechende These. Zudem konnten in vorangehenden Arbeiten nicht immer reproduzierbare Ergebnisse erzielt werden [55]. In der Literatur wird oft ein instationäres, teils chaotisches Betriebsverhalten von Zwei-Phasen-Thermosiphons um die Horizontale erkannt [7, 45, 55–58, 87].

Aus diesen Gründen werden in der Arbeit alle Stufentests geringer Neigung mehrfach gefahren. Stufentests, während derer der Winkel nicht neu eingestellt wird, sind mit demselben Großbuchstaben des Alphabets gekennzeichnet. Ein hochgestellter Strich macht Wiederholungen unterscheidbar. Stufentests, für die der Winkel neu eingestellt wird, sind folglich durch unterschiedliche Großbuchstaben beziffert. Die Abfolge der Buchstaben korrespondiert nicht mit der zeitlichen Abfolge der Messungen.

Die Anzahl der gewählten Durchläufe orientiert sich zum einen an der Erfahrung aus Vorversuchen, die eine schlechtere Reproduzierbarkeit bei horizontaler und leicht positiv geneigter Ausrichtung aufzeigten. Zudem ist die Anzahl der Durchläufe je Winkel an die Relevanz des Winkels für den jeweiligen Füllgrad angepasst. Da eine Füllgraderhöhung von 30 auf 45 % vor allem durch die Neigungswinkelsensitivität um die Horizontale motiviert ist, konzentrieren sich die Versuche für den Test-Thermosiphon TS45 auf Winkel um die Horizontale. Tabelle 4-2 und Tabelle 4-3 am Anfang des Kapitels geben den Messplan für die Stufentests der Arbeit wieder.

4.3 Spezifizierung der Messgrößen

Im Rahmen der in der Arbeit durchgeführten Tests werden verschiedene Messgrößen bestimmt, mit deren Hilfe das Betriebsverhalten des Zwei-Phasen-Thermosiphons analysiert werden soll. Zur besseren Übersichtlichkeit erfolgt die Unterteilung in primäre, sekundäre und tertiäre Messgrößen (s. Abbildung 4-6).

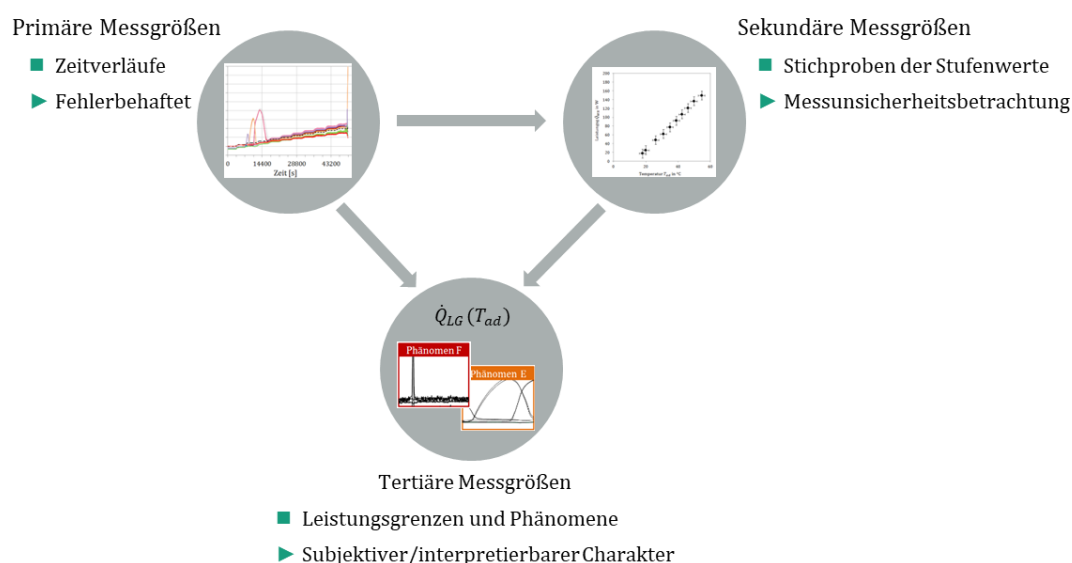


Abbildung 4-6: Einteilung der Messgrößen der Arbeit in primäre, sekundäre und tertiäre Messgrößen.

Die zeitlichen Verläufe von Messgrößen, die in der Arbeit dargestellt sind, werden als primäre Messgrößen bezeichnet. Sie stellen entweder direkte Messwerte einzelner Sensoren dar oder werden durch Verarbeitung verschiedener Messwerte eines Messpunkts j gewonnen. Die entsprechenden Modellgleichungen sind mit den Gleichungen (4-3) bis (4-17) in Kapitel 4.5.1 gegeben. Aufgrund der hohen Dynamik der Messungen sowie der Infrastruktur des Testaufbaus (s. Kapitel 4.4.2) ist die Darstellung der zeitlichen Verläufe der Messgrößen teilweise mit nicht vernachlässigbaren Messabweichungen behaftet. Ein Beispiel für eine Messabweichung im zeitlichen Verlauf des Wärmestroms durch das Wärmerohr kann Abbildung A-3 im Anhang A entnommen werden. Jedoch liegen mit den Zeitverläufen Daten vor, die unter der Berücksichtigung ihrer begrenzten Aussagekraft wichtige Einblicke in das Betriebsverhalten der horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons ermöglichen. Viele Definitionen der Leistungsgrenze basieren auf dem Interpretieren des zeitlichen Verlaufs von Messgrößen. Aus diesen Gründen werden die zeitlichen Verläufe der Messgrößen – mit entsprechender Vorsicht betrachtet – in die experimentelle Analyse der Arbeit aufgenommen.

Einige Leistungsgrenzdefinitionen gründen auf dem Vergleich der Messwerte der einzelnen Leistungsstufen im Stufentest. Die durch Auswertung der jeweiligen Stufenwerte gewonnenen Messgrößen werden als sekundäre Messgrößen bezeichnet. Aufgrund der begrenzten Länge der Leistungsstufen und auftretender Instationaritäten stellen die sekundären Messgrößen immer nur Stichproben der Stufenwerte dar. Um Messabweichungen durch zufällige Einflüsse zu reduzieren, werden die sekundären Messgrößen auf Basis gemittelter Eingangsgrößen eines Intervalls der Länge Δt_{eval} gewonnen (s. Kapitel A.1). Für die sekundären Messgrößen wird in der Arbeit eine Messunsicherheitsbetrachtung durchgeführt (s. Anhang B). Die Modellgleichungen zur Berechnung der sekundären Messgrößen sind den Gleichungen (4-18) bis (4-41) in Kapitel 4.5.1 zu entnehmen. Es sei darauf hingewiesen, dass eine Bestimmung der sekundären Messgrößen nur für Stufen erfolgt, für die die in Kapitel 4.4.4 definierten Stationaritätskriterien erfüllt sind und die damit im Rahmen der Messunsicherheitsbetrachtung der Arbeit auswertbar sind. Für weitere Informationen hierzu sei auch auf das Kapitel 4.5.2 der Datenauswertung verwiesen.

Tertiäre Messgrößen sind Messgrößen, auf die durch Interpretation der primären und sekundären Messgrößen geschlossen wird. Dies betrifft in der Arbeit die Leistungsgrenzen sowie „Phänomene“ im Temperaturverlauf. Den tertiären Messgrößen haftet – auch bei dem Versuch einer möglichst klaren Definition – immer ein „subjektiver“ oder „interpretierbarer“ Charakter an.

Alle Messgrößen beziehen sich außerdem auf die in Kapitel 3 und Kapitel 4.2 gemachten Angaben zur Spezifikation der Zwei-Phasen-Thermosiphons und Versuchsparameter sowie des Messverfahrens in Kapitel 4.4.

Eine wörtliche Beschreibung wichtiger Messgrößen der Arbeit ist in Tabelle 4-7 gegeben. Abbildung 4-7 veranschaulicht zusätzlich die Definition verschiedener Messgrößen im Ersatzschaubild. Der Wärmestrom durch das Wärmerohr \dot{Q}_{WR} ist entsprechend der Abbildung als der in das Wärmerohr eintretende Wärmestrom definiert. Die Temperatur T_{verd} bezeichnet die Außenwandtemperatur des Verdampfers, während T_{ad} als Dampftemperatur der adiabaten Zone definiert ist. T_{KW} stellt die mittle-

re Temperatur des Kühlwassers dar. Auf die in der Arbeit durchgeführten Korrekturen²⁸ der Leistung $\delta\dot{Q}_{WR}$ und der Temperatur δT aufgrund der örtlichen Diskrepanz von definierter Messgröße und Messstelle wird in Kapitel 4.4.4 näher eingegangen. Eine Beschreibung der Messstelle ist den folgenden Kapiteln zur Messdurchführung und dem experimentellen Aufbau zu entnehmen.

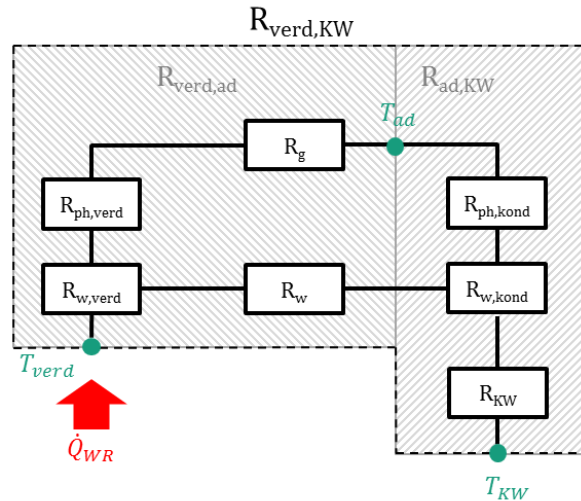


Abbildung 4-7: Veranschaulichung ausgewählter Messgrößen der Arbeit im Ersatzschaltbild.

Tabelle 4-7: Wörtliche Beschreibung wichtiger Messgrößen der Arbeit.

Beschreibung der Messgröße	Symbol
Wärmestrom durch das Wärmerohr	\dot{Q}_{WR}
Dampftemperatur der adiabaten Zone des Wärmerohrs	T_{ad}
Differenz zwischen der Außenwandtemperatur des Verdampfers des Wärmerohrs T_{verd} und der Temperatur des Kühlwassers T_{KW}	$\Delta T_{verd,KW}$
Differenz zwischen der Außenwandtemperatur des Verdampfers T_{verd} und der Dampftemperatur der adiabaten Zone T_{ad} des Wärmerohrs	$\Delta T_{verd,ad}$
Differenz zwischen der Dampftemperatur der adiabaten Zone des Wärmerohrs T_{ad} und der Temperatur des Kühlwassers T_{KW}	$\Delta T_{ad,KW}$
Thermischer Widerstand zwischen der Außenwand des Verdampfers des Wärmerohrs und dem Kühlwasser; entspricht der Summe der thermischen Widerstände des Wärmerohrs und des konvektiven Wärmeübergangs an das Kühlwasser	$R_{verd,KW}$
Thermischer Widerstand zwischen der Außenwand des Verdampfers und dem Dampf der adiabaten Zone des Wärmerohrs	$R_{verd,ad}$
Thermischer Widerstand zwischen dem Dampf der adiabaten Zone des Wärmerohrs und dem Kühlwasser	$R_{ad,KW}$

²⁸ In der Arbeit findet der Begriff „Korrektur“ Verwendung, der dem häufig verwendeten Begriff „Korrekturterm“ gleichzustellen ist. Die Arbeit orientiert sich damit an den Begrifflichkeiten des Leitfadens zur Angabe der Unsicherheit beim Messen (ENV 13005:1999) [22], der die deutsche Übersetzung einer vorangehenden Ausgabe des „Guide to the expression of uncertainty in measurement“ (GUM) [44] darstellt.

In der Arbeit wird mit $R_{ad,KW}$ der thermische Widerstand zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem Kühlwasser als Messgröße definiert. Er kann bei Vernachlässigung der axialen Wärmeleitung durch die Wand gemäß Gleichung (4-1) als Reihenschaltung der Widerstände der Kondensation $R_{ph,kond}$, der Kondensatorwand $R_{w,kond}$ sowie des konvektiven Wärmeübergangs an das Kühlwasser R_{KW} interpretiert werden.

$$R_{ad,KW} \approx R_{ph,kond} + R_{w,kond} + R_{KW} \quad (4-1)$$

Mit der Messgröße $R_{ad,KW}$ ist folglich keine Aussage über die Größe des thermischen Widerstands zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und der Kondensatorwand des Wärmerohrs möglich. Unter der Annahme, dass keine signifikante Änderung bzw. kein Unterschied im konvektiven Widerstand $R_{KW}(\dot{Q}_{WR})$ besteht, kann jedoch eine deutliche Änderung bzw. ein deutlicher Unterschied des Widerstands $R_{ad,KW}(\dot{Q}_{WR})$ einer Änderung bzw. einem Unterschied des Widerstands zwischen adiabater Zone und Kondensatorwand und damit dem Wärmerohrbetrieb zugeschrieben werden. Die Rechtmäßigkeit dieser Annahme kann aufgrund des komplexen Kühleraufbaus nicht über eine vereinfachte theoretische Abschätzung des konvektiven Wärmeübergangs an das Kühlwasser R_{KW} hergeleitet werden (s. Kapitel F.2 im Anhang F). Sie kann jedoch unter den gegebenen Randbedingungen mit hoher Wahrscheinlichkeit angenommen werden, wie an dieser Stelle kurz erläutert werden soll.

In der Arbeit werden alle Messungen bei dem gleichen Massenstrom derselben Kühlflüssigkeit sowie derselben Kondensatorkühler- und Wärmerohrkondensatorgeometrie durchgeführt (s. auch nachfolgendes Kapitel 4.4 zur Spezifizierung des Messverfahrens). Somit verbleibt alleinig der Einfluss der Temperatur auf den konvektiven Wärmeübergang an das Kühlwasser R_{KW} . Abbildung 4-8 visualisiert beispielhafte Messergebnisse des Widerstands $R_{ad,KW}$ und stellt diesen die Messerwerte der zugehörigen mittleren Kühlwassertemperatur T_{KW} an die Seite.

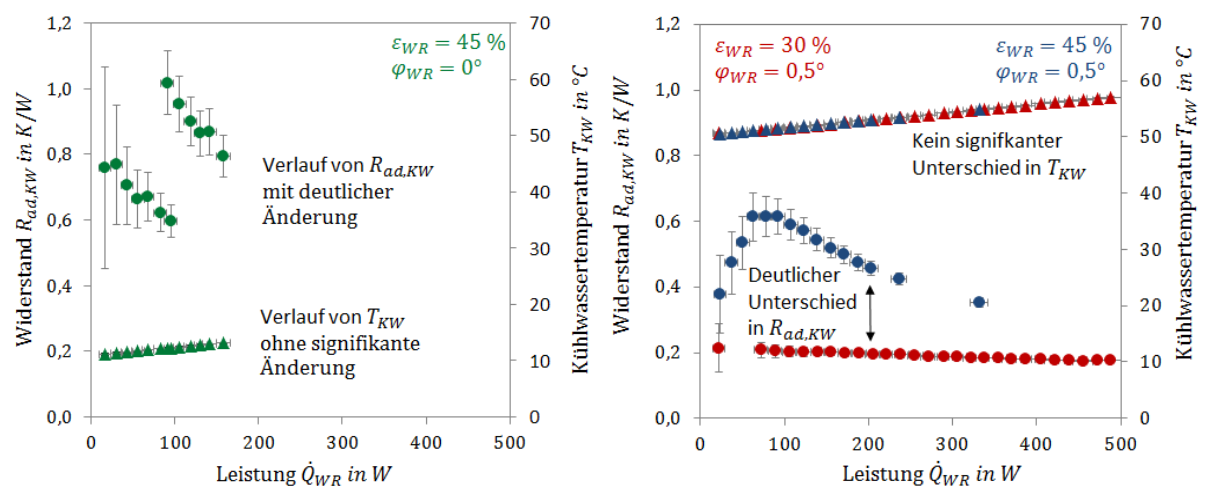


Abbildung 4-8: Beispielhafte Messergebnisse des Widerstands $R_{ad,KW}$ (Symbol „Punkt“) im Vergleich mit der gemessenen Kühlwassertemperatur T_{KW} (Symbol „Dreieck“): Deutliche Änderung im Verlauf des Widerstands $R_{ad,KW}$ ohne signifikante Änderung im Verlauf der Kühlwassertemperatur T_{KW} (links); deutlicher Unterschied des Widerstands $R_{ad,KW}$ für Test-Thermosiphon TS30 und TS45 ohne signifikanten Unterschied der Kühlwassertemperatur T_{KW} (rechts).

In Abbildung 4-8 (links) tritt eine deutliche Änderung im Verlauf des Widerstands $R_{ad,KW}(\dot{Q}_{WR})$ ohne signifikante Änderung im Verlauf der mittleren Kühlwassertemperatur $T_{KW}(\dot{Q}_{WR})$ auf. In Abbildung 4-8 (rechts) ist ein deutlicher Unterschied im thermischen Widerstand $R_{ad,KW}(\dot{Q}_{WR})$ für einen Füllgrad von 30 % und 45 % zu verzeichnen, ohne dass ein signifikanter Unterschied in der Kühlwassertemperatur oder einer der anderen Randbedingungen vorliegt. Die beiden Beispiele legen nahe, dass auch ohne Abschätzung des Widerstands R_{KW} eine deutliche Änderung bzw. ein deutlicher Unterschied der Messgröße $R_{ad,KW}(\dot{Q}_{WR})$ unter bestimmten Randbedingungen einer Änderung bzw. dem Unterschied im thermischen Widerstand zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und der Kondensatorwand und damit dem Wärmerohrbetrieb zugeordnet werden kann.

Abschließend sei angemerkt, dass der thermische Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen dem Dampf der adiabate Zone und dem Kühlwasser streng genommen auch einen Anteil des Widerstands der Dampfströmung R_g beinhaltet (Anteil in Abbildung 4-7 vernachlässigt). Aufgrund der Größenordnung des Widerstands und der Längenverhältnisse von Verdampfer und adiabater Zone wird davon ausgegangen, dass der Anteil der adiabaten Zone im regulären Betriebszustand (ungestörter Verdampfungs-/Kondensationskreislauf) vernachlässigbar ist. Im Fall der Wechselwirkung zwischen Dampf- und Flüssigphase muss dies nicht gelten. In der Arbeit wird deshalb eine deutliche Änderung des Widerstands $R_{ad,KW}$ zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem Kühlwasser nie einer Änderung des Kondensationswiderstands $R_{ph,kond}$ zugeschrieben, sondern immer der Änderung eines – umfassenden – Widerstands zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und der Kondensatorwand zugeordnet.

4.4 Spezifizierung des Messverfahrens

4.4.1 Beschreibung der Messdurchführung

Die Grundzüge des Stufentests sind mit Kapitel 4.1 bereits beschrieben. Die Ausführung wird dem solaren Anwendungsfall angepasst. Für die Wärmequelle am Verdampfer wird die Randbedingung der Leistungsaufprägung gewählt. Als Wärmesenke dient ein Kühlwasserkreislauf am Kondensator. Der vom Wärmerohr übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WR} wird über eine Bilanzierung der dem Kühlwasser zugeführten Wärme gemäß Grundgleichung (4-2) gemessen. Zu den Korrekturen $\delta\dot{Q}_{WR}$ des Wärmestroms bzw. den ausführlichen Modellgleichungen sind Kapitel 4.4.4 bzw. Kapitel 4.5.1 zu konsultieren.

$$\dot{Q}_{WR} = \dot{m}_{KW} \cdot c_p \cdot \Delta T_{KW} + \delta\dot{Q}_{WR} \quad (4-2)$$

In Anlehnung an stationäre Kollektortests [26] wird während der Stufentests die Kühlwassereintrittstemperatur $T_{KW, \text{ein}}$ in den Kondensatorkühler durch eine Regelung der Thermostataustrittstemperatur $T_{Th, \text{aus}}$ konstant gehalten. Die Kühlwassereintrittstemperatur entspricht der Rücklaufumtemperatur des Solarfluids im Kollektor. Der Kondensatorkühler kann als „Sammler“ des Solarkol-

lektors interpretiert werden. Aufgrund der örtlichen Entfernung und der damit verbundenen Wärmeverluste bzw. Wärmeeinträge besteht eine Differenz zwischen der Thermostataustrittstemperatur $T_{Th,aus}$ und der Kühlwassereintrittstemperatur $T_{KW,ein}$. Durch eine optimierte Anordnung der Komponenten des Hydraulikkreises liegt die Abweichung immer unter 1 K.

Vortests ergeben eine unzureichende Kühlung des Wärmerohrs bei einem Massenstrom von 20 kg/h. Ein Vergleich der gemessenen ans Kühlwasser übertragenen Wärmerohrleistung bei Massenströmen von 30 kg und 40 kg/h zeigt keinen signifikanten Unterschied. Um eine ausreichende Kühlung des Wärmerohrs bei gleichzeitig möglichst geringer Messunsicherheit der Wärmerohrleistung zu gewährleisten, wird der Massenstrom des Kühlwasserkreislaufs \dot{m}_{KW} für alle Tests auf 30 kg/h festgesetzt.

Die Einstellung des Neigungswinkels erfolgt vor Start der Versuche desselben Neigungswinkels (gekennzeichnet durch denselben Großbuchstaben des Alphabets) bei einem Kühlwassermassenstrom von 0 kg/h. Zur Gewährleistung der Vergleichbarkeit der Versuche wird der Start der Stufentests, der dynamischen Tests und des ersten Testteils der sequenziellen Testmethode aus dem Ruhezustand des Wärmerohrs durchgeführt. Ein Ruhezustand liegt vor, wenn für mindestens drei Stunden keine elektrische Leistung aufgeprägt wurde und alle Temperaturen am Wärmerohr sowie in der Verdampfer- und Kondensatordämmung zwischen 18°C und 35°C liegen. Der Start aller Versuche zeichnet sich durch eine zweistündige Aufheizung des Kühlwassers auf die jeweilige Testtemperatur aus. Die zweite Stunde der Aufheizphase kann als 0- W_{el} -Stufe interpretiert werden.

Bei den durchgeführten Tests sind bei Erreichen der Leistungsgrenze plötzlich stark ansteigende Temperaturen zu erwarten. Um eine Beschädigung der Infrastruktur zu verhindern, werden zwei automatische Leistungsabschaltungen installiert. Eine Software-Abschaltung detektiert alle Temperaturen, die an der Außenwand des Wärmerohrs gemessen werden (s. Abbildung 4-13 in Kapitel 4.4.2). Bei Detektion einer Temperatur von über 200 °C erfolgt eine automatische Abschaltung der Leistungsaufprägung. Eine Hardware-Abschaltung ist über ein Bimetallrelais ausgeführt, das von einem Temperatursensor auf der Heizschnur des Verdampfers betätigt wird. Bei Detektion einer Temperatur von zu Beginn der Tests über 220 °C, später über 240 °C erfolgt eine automatische Abschaltung der Leistungsaufprägung.

Um zu erwartende Schwankungen in Temperatur und Wärmerohrleistung auch im geringen Frequenzbereich zu detektieren und um eine Beschädigung der Infrastruktur bei Erreichen der Grenztemperatur durch eine schnell greifende Software-Abschaltung zu verhindern, erfolgt eine Messpunktaufnahme mit einer Abtastrate von $\Delta t_{log} = 5$ s.

Im Folgenden ist die Führung der elektrischen Leistung für den Stufentest sowie die beiden zum Vergleich durchgeführten Leistungsgrenztestmethoden, die dynamische und die sequenzielle Testmethode, beschrieben:

Stufentest

Im Stufentest wird die aufgeprägte elektrische Leistung zwischen 0 W und maximal 1.000 W in Stufen von 20 W schrittweise erhöht. Die Wahl dieser Schritthöhe stellt einen Kompromiss zwischen einer engmaschigen Analyse des Betriebsverhaltens bzw. einer geringen Messunsicherheit der Leistungs-

grenze und den verfügbaren zeitlichen Ressourcen dar. Vortests mit Wärmerohren der Charge WR7 (Tabelle 1-1) zeigen, dass es selbst bei einer Schrittweite der elektrischen Leistung von 10 Watt zu einer temporären Überhitzung des Wärmerohrs bei Leistungserhöhung kommen kann (s. Abbildung 4-9). Ein „sanftes“ Erhöhen der Leistung mittels einer Rampe vermeidet das Phänomen. In der Beispielmessung führt eine Rückkehr zur Leistungserhöhung ohne Rampe zum „take-off“ der Temperatur. Ob dieser durch temporäre Überhitzung indiziert wurde oder nicht, bleibt ungeklärt. Um entsprechende Einflüsse auszuschließen, erfolgt die Erhöhung der elektrischen Leistung von einer zur nächsten Stufe mittels Rampen von 1 W/min.

Im Stufentest wird jede Leistungsstufe für 3600 s gehalten. Damit wird innerhalb einer Leistungsstufe nicht immer ein stationärer Zustand des Gesamtsystems erreicht. Aufgrund der häufig während der Stufentests auftretenden instationären Temperatur- und Leistungsphänomene (s. Kapitel 5) ist das Erreichen eines stationären Zustands auch bei längerer Haltedauer der Stufen nicht garantiert. Ein Beispiel für instationäres Verhalten bei einer Haltedauer einer 100-W_{el}-Stufe von 72 Stunden ist in Abbildung H-1 im Anhang H gegeben. Für die „stationären“ Leistungsstufen genügt eine Haltezeit von 3600 s, um die durch die Leistungserhöhung bedingte Messabweichung so weit zu reduzieren, dass eine Bestimmung der sekundären Messgrößen (s. Kapitel 4.3) im Rahmen der Messunsicherheitsbetrachtung erfolgen kann.

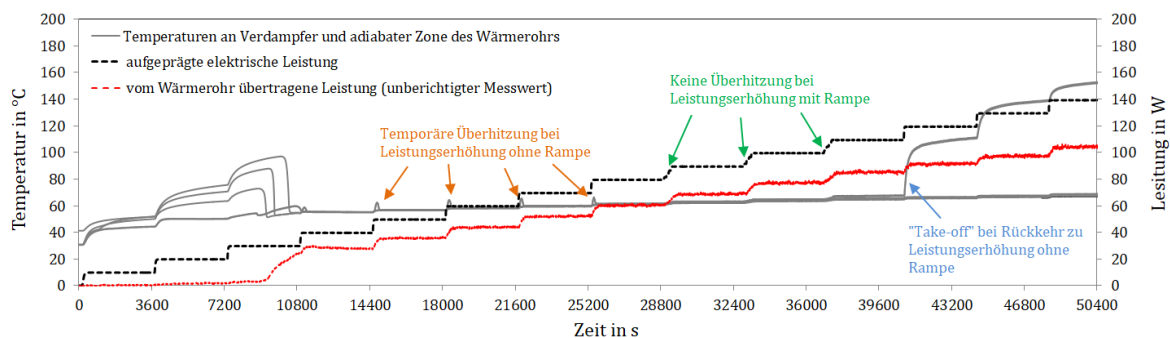


Abbildung 4-9: Beispiel des Einflusses der Leistungserhöhung von einer zur nächsten Stufe mit und ohne Rampe beim Stufentest eines Wärmerohrs der Charge WR7 (s. Tabelle 1-1) bei konstanter Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C unter einem Winkel von +8°.

Sequenzielle Messmethode

Die sequenzielle Testmethode zur Bestimmung der Leistungsgrenze wird in Anlehnung an Sakhuja [69] und Seo & Lee [70] zweistufig gefahren. Im ersten Testteil erfolgt die Erhöhung der elektrischen Leistung in 100-W-Schritten. Ist die Leistungsgrenze erreicht bzw. der erste Testteil beendet, wird die Leistungsstufe unterhalb der Leistungsgrenze erneut angefahren und die aufgeprägte elektrische Leistung ab dieser Stufe in 20-W_{el}-Schritten erhöht. Die Haltedauer der Stufen variiert zwischen 3600 und 7200 Sekunden. Die Zeit ohne elektrische Leistungsaufprägung zwischen dem ersten und dem zweiten Testteil beträgt mindestens eine Stunde, wobei der Kühlwassermassenstrom bei der gegebenen Kühlwassereintrittstemperatur weiter betrieben wird.

Dynamische Messmethode

Die dynamische Testmethode zur Bestimmung der Leistungsgrenze wird in Anlehnung an die Testnorm für Wärmerohre in Solarkollektoren EN ISO 22975-2:2016 [27] gefahren. Die aufgeprägte elektrische Leistung wird in Schritten von 4,5 W/min kontinuierlich erhöht.

Alle drei vorgestellten Testmethoden arbeiten bei einer – wie in der solarthermischen Anwendung gegebenen – gleichzeitigen Änderung von Leistung und Temperatur des Wärmerohrs bei konstanter Temperatur der Wärmesenke. Dies kann dazu führen, dass die Leistungsgrenze während des Tests mehrfach überschritten wird. Dies ist in Abbildung 4-10 vereinfachend im Vergleich mit Fahrweisen konstanter Temperatur oder Leistung veranschaulicht. Entsprechend erscheint es nicht sinnvoll, die in der Arbeit angewandten Testmethoden nach Erreichen erster Instabilitäten abubrechen, da innerhalb eines Tests unter Umständen mehrere Grenzzustände detektiert werden können. Alle drei Leistungsgrenzmessmethoden werden in der Arbeit deshalb bis zum Erreichen einer durch die Infrastruktur bedingten Maximaltemperatur durchgeführt. Eine Abschaltung der aufgeprägten elektrischen Leistung erfolgt automatisch, sobald die Grenztemperaturen der Software- oder Hardwareabschaltung erreicht sind.

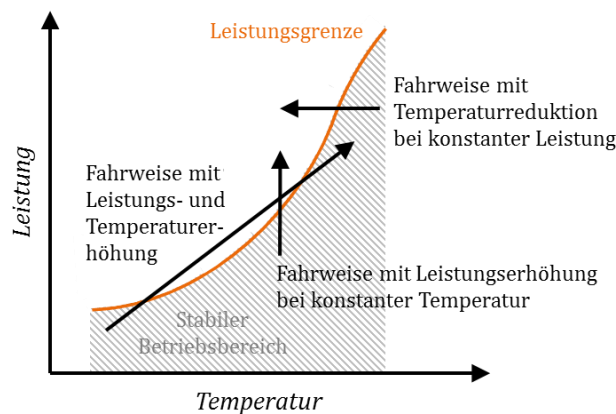


Abbildung 4-10: Schematische Darstellung verschiedener Fahrweisen von Leistungsgrenzttests mit einmaligem oder mehrmaligem Überschreiten der Leistungsgrenze.

4.4.2 Beschreibung des experimentellen Aufbaus

Der experimentelle Aufbau zur Durchführung der Stufentests sowie der zum Vergleich durchgeführten sequenziellen und dynamischen Leistungsgrenztestmethoden ist in Abbildung 4-11 skizziert.

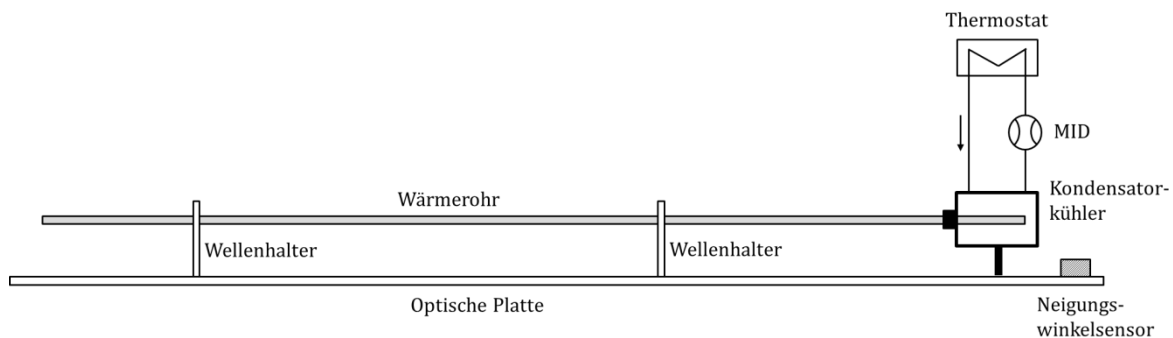


Abbildung 4-11: Schematische Skizze des Teststandaufbaus.

Die Halterung des Wärmerohrs erfolgt über zwei eigens angefertigte Wellenhalter aus Metall, in die ein Ring aus Silikon eingebracht ist (s. Abbildung 4-12 oder Abbildung F-1 im Anhang F). Dieser dient der thermischen Isolation des Wärmerohrs von der Halterung. Die Wellenhalter sind auf einer optischen Platte installiert, auf der auch der Neigungswinkelsensor positioniert ist (spannband-gelagerter Servo-Inklinometer der Serie *AILSI*). Die optische Platte ist auf dem Gestell bzw. Unterboden mithilfe eines Rotationslasers ausgerichtet (s. Abbildung 4-12). Über einen Hubspindelantrieb wird die optische Platte bzw. das Wärmerohr in die gewünschte Neigung gebracht. Das Messunsicherheitsbudget des Neigungswinkels des Wärmerohrs φ_{WR} ist in Tabelle 4-8 am Ende des Kapitels zusammengefasst. Der Krümmung des Wärmerohrs an sich, die nicht spezifiziert ist, wird ein durchaus relevanter, jedoch nicht einfach zu bestimmender Anteil am Messunsicherheitsbudget zugeschrieben. Die Angabe einer Messunsicherheit des eingestellten Neigungswinkel von $\pm 0,037^\circ$ in Tabelle 4-8 entspricht dem Wert bei Vernachlässigung des Einflusses der Krümmung des Wärmrohrs.

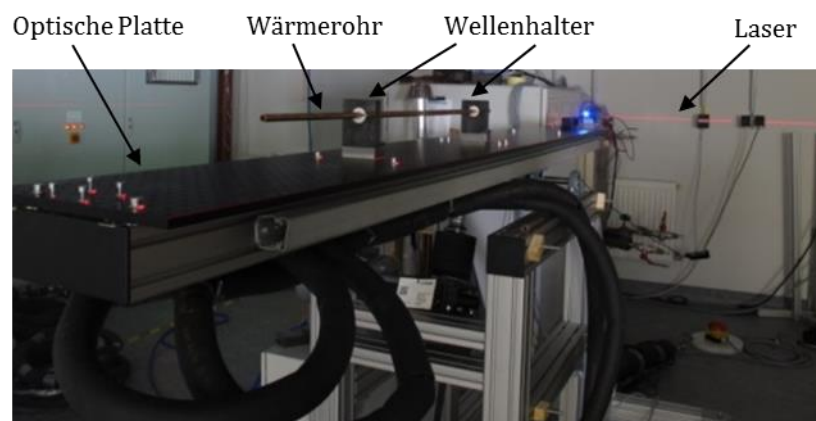


Abbildung 4-12: Ausrichtung der optischen Platte mithilfe eines Rotationslasers bei auf den Wellenhaltern gelagertem Wärmerohr; © Fraunhofer ISE.

Die Leistungszufuhr an den Wärmerohrverdampfer erfolgt über Heizschnüre (s. Abbildung F-2 in Anhang F), wobei auf eine möglichst gleichmäßige Wicklung geachtet wird.

Das Wärmerohr ist über eine Mutter in den Kondensatorkühler eingeführt, so dass der Wärmerohrkondensator direkt vom Kühlwasser umspült wird. Der Kühler wurde in einer vorangehenden studentischen Arbeit entworfen [39]. Der Aufbau des Kühlers ist in Abbildung F-5 im Anhang F skizziert. Der Abbildung ist auch die Position der Temperatursensoren zur Messung der Kühlwasserein- und -austrittstemperatur $T_{KW,ein/aus}$ zu entnehmen. Am Metall des Kühlers ist ein Temperatursensor zur Überwachung der Kondensatorkühlertemperatur angebracht (s. Kapitel A.5 im Anhang A). Der Volumenstrom des Kühlwassers wird von einem magnetisch-induktiven Durchflussmesser (MID „OPTIFLUX 5000“ mit Messumformer „IFC 300“ von Krohne) erfasst. Im Thermostat wird das Kühlwasser auf die gewünschte Testtemperatur konditioniert.

Die Dämmung des Verdampfers und der adiabaten Zone erfolgt mit Platten des Dämmstoffs WDS® High, wobei zwischen Wärmerohr und Dämmung ein Luftspalt von ca. drei Zentimetern besteht. Die Dämmung des Kondensatorkühlers ist mit Armaflex® ausgeführt.

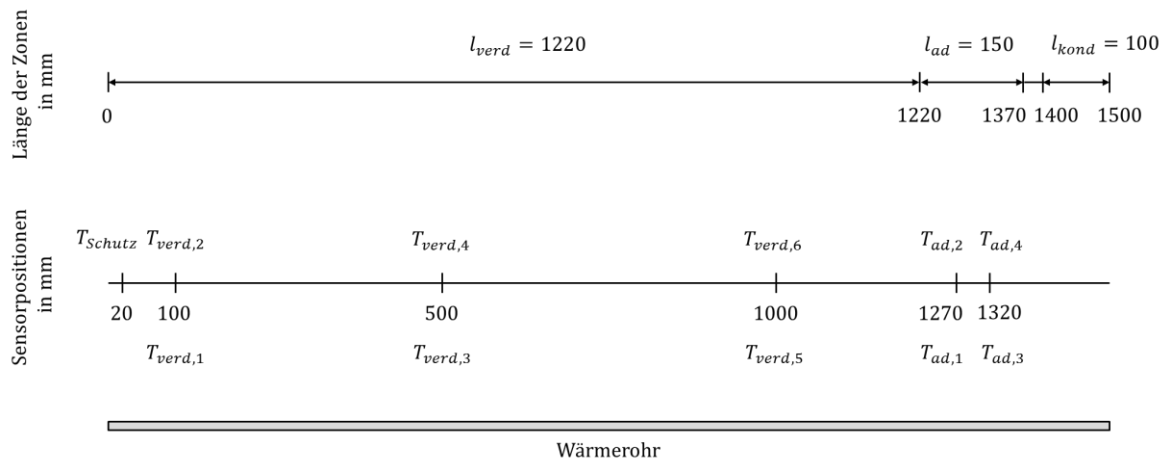


Abbildung 4-13: Länge von Verdampfer, Kondensator und adiabater Zone und Sensorposition entlang der Wärmerohrachse in Millimetern.

Abbildung 4-13 sind Längen von Verdampfer, Kondensator und adiabater Zone sowie die Position der Sensoren entlang der Wärmerohrachse zu entnehmen. Die Kondensatorlänge wird über den direkt vom Kühlwasser umströmten Anteil des Wärmerohrs definiert. Der nicht klar definierte Bereich von 30 mm zwischen adiabater Zone und Kondensator ist durch die Konstruktion des Kondensatorkühlers bedingt (s. Abbildung F-5 im Anhang F). Die Temperatur der adiabaten Zone wird von vier Sensoren, die Verdampfertemperatur von sechs Sensoren detektiert. T_{Schutz} dient – wie alle anderen Sensoren entlang der Wärmerohrachse – als Signalsensor der automatischen Software-Leistungsabschaltung bei Überhitzung ($T_k > 200^\circ\text{C}$) und geht nicht in die Berechnung der mittleren Verdampfertemperatur mit ein. Die Sensoren ungerader Nummer sind unten, die gerader Nummer oben am Wärmerohr angebracht, um etwaige Unterschiede der Temperatur zwischen oberer und unterer Wärmerohrwand zu detektieren. Die Sensorposition von 500 und 1000 mm ist in Anlehnung an die Vorgaben der Testnorm EN ISO 22975-2:2016 gewählt, die Temperaturmesspunkte bei 1/3 und 2/3 der Wärmerohrlänge vorsieht [27].

Die Messung der Kühlwasserein- und -austrittstemperatur $T_{KW,ein/aus}$, der Umgebungstemperatur T_{umg} sowie die Messung der Kühlwassertemperatur am MID $T_{KW,MID}$ zur Bestimmung der Dichte des Volumenstroms erfolgt über Pt-100-Stabsensoren. Der Umgebungstemperatursensor ist auf Höhe des Kondensatorkühlers positioniert. Die Messung der Temperatur am Wärmerohr wird mit Pt-100-Chipsensoren durchgeführt. Die Anbringung der Sensoren ist im Anhang F in Abbildung F-4 skizziert. Bei der Anbringung wird darauf geachtet, die Chipsensoren mithilfe von Metallgewebeband möglichst fest an die Wärmerohroberfläche anzupressen, um einen geringen Kontaktwiderstand zu garantieren.

Die Einstellung des Neigungswinkels und die Regelung von Massenstrom, elektrischer Leistung sowie Thermostataustrittstemperatur übernimmt eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS). Während der Neigungswinkel vor der Messung eingestellt wird und während der Messung keine Nachregelung erfolgt, werden Massenstrom, elektrische Leistung und Thermostataustrittstemperatur über die gesamte Dauer der Messung geregelt. Als Messsoftware wird die haus eigene Software „Remus/Sequencer“ eingesetzt. Die Datenerfassung und Datenschaltung erfolgt über den Multiplexer „Agilent 34970A“.

Die generelle Eignung des Teststands zur Bestimmung der Leistungsgrenze von Wärmerohren wird mithilfe von Testmessungen eines kommerziellen solaren Wärmerohrs geneigter Ausrichtung überprüft. Abbildung 4-14 zeigt am Teststand durchgeführte Messungen der Leistungsgrenze eines Wärmerohrs der Charge WR7 (s. Tabelle 1-1, Kapitel 1.2) unter einem Neigungswinkel von $+8^\circ$. Die Messreihe 1 wurde bei konstanter Leistungsaufprägung und schrittweiser Verringerung der Kühlwassereintrittstemperatur durchgeführt. Die Beheizung erfolgte mit einer kommerziellen Heizschnur. Für die Messreihe 2 wurde das Wärmerohr ein halbes Jahr später erneut am Teststand installiert. Die Messpunkte wurden mit der Methode der schrittweisen Leistungserhöhung bei konstanter Kühlwassereintrittstemperatur erzielt (s. Kapitel 2.2). Die Beheizung erfolgte mit gleichen Heizschnüren wie in den Messreihen der Arbeit verwendeten, jedoch bei abweichender Wicklung. In beiden Messreihen ist die Leistungsgrenze als die vom Wärmerohr übertragene Leistung der Stufe vor einem plötzlichen Anstieg („take-off“) einer Temperatur entlang der Wärmerohrachse definiert (s. Kapitel 2.2). Der Abbildung 4-14 ist eine plausible Aufreihung der mit den unterschiedlichen Messmethoden und Heizschnüren nach Neuinstallation des Wärmerohrs erzielten Leistungsgrenzmesswerte zu einer konsistenten Leistungsgrenzkennlinie $\dot{Q}_{LG}(T_{WR})$ zu entnehmen. Zum Vergleich sind Leistungsgrenzkorrelationen aus der Literatur gegeben. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung von Messpunkten und Korrelationen. Der oben beschriebene Teststandaufbau wird aufgrund dieser stichpunktartigen Ergebnisse als prinzipiell geeignet eingestuft, um die Leistungsgrenze solarer Wärmerohre zu bestimmen.

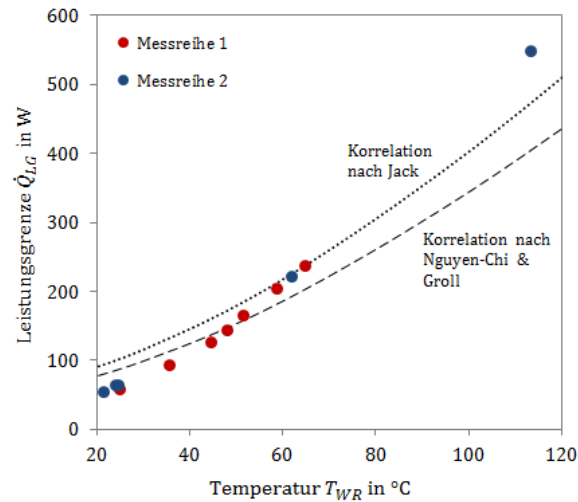


Abbildung 4-14: Vergleich von Messpunkten der Leistungsgrenze zweier unterschiedlicher Messreihen sowie mit Korrelationen der Leistungsgrenze aus der Literatur [42, 58]²⁹ für ein solares Wärmerohr der Charge WR7 unter einer Neigung von +8°. Die Temperatur des Wärmerohrs entspricht der Temperatur der adiabaten Zone der jeweiligen Messpunkte.

Tabelle 4-8: Messunsicherheitsbudget und resultierende Messunsicherheit des eingestellten Neigungswinkels des Wärmerohrs φ_{WR} .

Einflussgröße	Unsicherheit U					Beitrag zur Messunsicherheit	
	Wert	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert	Einheit
Unsicherheit des Neigungswinkelsensors	0,045	°	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Herstellers	0,026	°
Maximale Abweichung der Regelung des Neigungswinkels vom Soll-Wert	0,01	°	Rechteck	$\sqrt{3}$	Reproduktionsversuche der Neigungswinkeleinstellung	0,006	°
Änderung des Neigungswinkels aufgrund der Trägheit der Mechanik	0,02	°	Rechteck	$\sqrt{3}$	Vergleichsmessungen	0,012	°
Örtliche Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – Sensorposition zu Halterungen des Wärmerohrs	0,041	°	Rechteck	$\sqrt{3}$	Fertigungs- und Montagetoleranzen für optische Platte und Halterungen	0,023	°
Örtliche Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – Krümmung des Wärmerohrs	-	-	-	-	Nicht spezifiziert	-	-
Resultierende Messunsicherheit des eingestellten Neigungswinkels nach Gleichung (B-1) im Anhang B.1						0,037	°

²⁹ s. Seite 80f in Quelle [42]

4.4.3 Maßnahmen zur Verringerung oder Detektion der Degradation von Testkörpern und Testaufbau

Jedes Wärmerohr ist einem Degradationsprozess unterworfen, der Einfluss auf thermischen Widerstand und Leistungsgrenzen hat. Die Degradation der Test-Thermosiphons ist entsprechend der Definition der Messgrößen nicht als „Messfehler“ zu sehen und findet deshalb bei der Korrektur der Messgrößen und der Messunsicherheitsbetrachtung keine Beachtung. Für die Vergleichbarkeit der Messergebnisse ist die Überwachung der Degradation jedoch essenziell. Um die Vergleichbarkeit der Messergebnisse innerhalb der Messunsicherheit sicherzustellen, werden verschiedene Maßnahmen getroffen, um die Degradation der Test-Thermosiphons innerhalb der Messreihe zu verringern bzw. zu überwachen.

Die Degradation des Testaufbaus kann, anders als die der Test-Thermosiphons, Einfluss auf die Messabweichung haben.

Schnelltests

Die Generierung von nicht-kondensierbaren Gasen und eine damit verbundene Blockage des Kondensators stellt eine der häufigsten Ursachen für das Fehlverhalten oder Versagen von Wärmerohren dar [65]³⁰. Insbesondere bei solaren Wärmerohren ist das Betriebsverhalten aufgrund des vergleichsweise kleinen Kondensators sehr sensitiv in Hinblick auf den Inertgasgehalt. Dieser Effekt wird bei horizontaler Ausrichtung und hohem Füllgrad weiter verstärkt, da zum einen bei nicht oder nicht vollständig entgastem Arbeitsfluid aufgrund des hohen Füllgrads eine große Menge Inertgase eingetragen werden kann. Zum anderen bedingt der hohe Füllgrad bei horizontaler Ausrichtung eine weitere Verringerung der aktiven Kondensatorfläche durch die Blockage mit Kondensat.

Um den Inertgasgehalt vor und nach der Messreihe eines Test-Thermosiphons zu kontrollieren, werden die Wärmerohre vor und nach der Messreihe in einem Schnelltest mit einer elektrischen Leistung von 10 W beaufschlagt und die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator ΔT bestimmt. Die Temperatur am Verdampfer und Kondensator wird jeweils mit zwei Sensoren fester Position erfasst, wobei die Verdampfersensoren in der Filmverdampfungszone angebracht sind. Als Wärmesenke dient die Umgebung. Aufgrund des geringen Durchmessers des Wärmerohrs und der geringen beaufschlagten Leistung und damit Temperatur ist ein etwaiges Inertgasvolumen im Kondensator mit diesem einfachen Test gut detektierbar. Das Vorgehen ist an die Testmethoden zur Detektion von Inertgasen in Kompatibilitätstests nach Anderson et al. [3] angelehnt.

Die Ergebnisse der Schnelltests sind in Tabelle 4-9 zusammengefasst und lassen darauf schließen, dass für Test-Thermosiphon TS30 kein wesentlicher, für Test-Thermosiphon TS45 ein leichter Inertgaseintrag während der Messung vorliegt. Dies kann beispielsweise dem Lösen von Inertgasen aus dem Arbeitsfluid oder der Behälterwand zugeschrieben werden. Zur besseren Vergleichbarkeit und Bewertung der Schnelltestergebnisse sind in Tabelle H-3 im Anhang H die Ergebnisse der Schnelltests für weitere Test-Thermosiphons der gelieferten Chargen gegeben. Da die Umgebungstemperatur die Temperaturdifferenzmessung im Schnelltest beeinflusst, ist diese ebenfalls angegeben.

³⁰ s. Seite 81 in Quelle [65]

Tabelle 4-9: Temperaturdifferenz ΔT der Test-Thermosiphons im Schnelltest vor und nach der Messreihe.

Größe	P_{el}	vor Messreihe		nach Messreihe	
		ΔT	T_{umg}	ΔT	T_{umg}
Einheit	W	K	°C	K	°C
TS30	10	1,0	21,9	1,5	23,8
TS45	10	1,0	23,5	2,9	23,8

Einfahren

Bei frisch hergestellten Wärmerohren kann während der ersten Betriebsstunden ein starker Degradationsprozess erfolgen, was beispielsweise mit dem Austreiben vorhandener Inertgase aus Behälterwand und Arbeitsfluid sowie der Degradation der Oberflächen erklärt werden kann. Zum Zeitpunkt der für die Arbeit durchgeführten Messungen sind die verwendeten Test-Thermosiphons bereits ca. ein Jahr alt, so dass von einem geringeren Degradationseffekt innerhalb der ersten Betriebsstunden ausgegangen werden kann. Zur weiteren Verringerung des Effekts werden beide Test-Thermosiphons vor Beginn der Messungen über mehrere Tage bei hoher Temperatur und einer Leistung kurz unterhalb der Leistungsgrenze betrieben.

Ruhetests

Aufgrund der hohen Empfindlichkeit der Pt-100-Chipsensoren wird deren generelle Funktionstüchtigkeit regelmäßig in Ruhetests (keine Leistung, kein Kühlwassermassenstrom, horizontale Ausrichtung) überprüft. Da eine gleichzeitige Beschädigung aller Sensoren als unwahrscheinlich angesehen wird, wird eine Stichprobe der Standardabweichung der Sensortemperaturen untereinander im Ruhetest als Maß für deren Funktionstüchtigkeit herangezogen. Die Ergebnisse der Stichproben von Ruhetests vor und nach bzw. während der Messreihen sind in Tabelle 4-10 dargelegt. Da es für TS45 am Ende eines abschließenden Langzeittests zu einem massiven Wassereinbruch kam, wurden Ergebnisse eines Ruhetests während der Messreihe herangezogen. Die Ergebnisse deuten auf eine durchgehende Funktionstüchtigkeit der Sensoren hin.

Tabelle 4-10: Standardabweichung der Temperatursensoren des Verdampfers und der adiabaten Zone im Ruhetest vor und nach der Messreihe.

Größe	vor Messreihe		nach/während Messreihe	
	$s(T_{verd,k})$	$s(T_{ad,k})$	$s(T_{verd,k})$	$s(T_{ad,k})$
Einheit	°C	°C	°C	°C
TS30	0,01	0,03	0,02	0,03
TS45	0,04	0,01	0,07	0,01

Referenztests

Die visuelle Begutachtung nach der Messreihe zeigt für TS30 und TS45 den Aufbau einer ca. 0,5 mm dicken Kalkschicht am Wärmerohrkondensator. Für Test-Thermosiphon TS45 – während dessen Betriebs es zu vermehrten starken Temperaturschwankungen kommt – ist zudem eine leichte Aufwei-

tung der Kondensatorspitze zu verzeichnen (s. Abbildung F-3 im Anhang F). Auch kann eine Veränderung der Wärmerohrinnenoberfläche über die Messreihen nicht ausgeschlossen werden. Zudem ist die Anbringung der Sensoren entlang der Wärmerohrachse aufgrund der thermisch wechselnden Belastung einem erhöhten Degradationsprozess unterworfen. Um den Degradationsprozess der Test-Thermosiphons sowie des Testaufbaus während der Messreihe zu kontrollieren, werden regelmäßige Referenzmessungen durchgeführt. Dazu dient für beide Wärmerohre der Stufentest bei horizontaler Ausrichtung und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C.

Abbildung 4-15 zeigt für vier Referenztests je Wärmerohr die Messwerte für den thermischen Widerstand zwischen der Außenwand des Verdampfers und dem Dampf der adiabaten Zone des Wärmerohrs $R_{verd,ad}$, dem Dampf der adiabaten Zone des Wärmerohrs und dem Kühlwasser $R_{ad,KW}$ sowie der Außenwand des Verdampfers des Wärmerohrs und dem Kühlwasser $R_{verd,KW}$. Für beide Wärmerohre werden nur Stufen betrachtet, bei denen das Wärmerohr einen regulären Betrieb aufweist (ungestörter Verdampfungs-/Kondensationskreislauf, definiert anhand eines stationär erscheinenden Temperaturprofils). Nach Abbildung 4-15 sind die gemessenen Widerstände im Rahmen der gegebenen Messunsicherheit reproduzierbar. Die anfangs genannten Degradationseffekte der Test-Thermosiphons und der Sensoranbringung am Wärmerohr sind folglich im Rahmen der Messunsicherheit als nicht signifikant einzustufen. Eine Gegenläufigkeit der Degradationseffekte kann jedoch nicht ausgeschlossen werden.

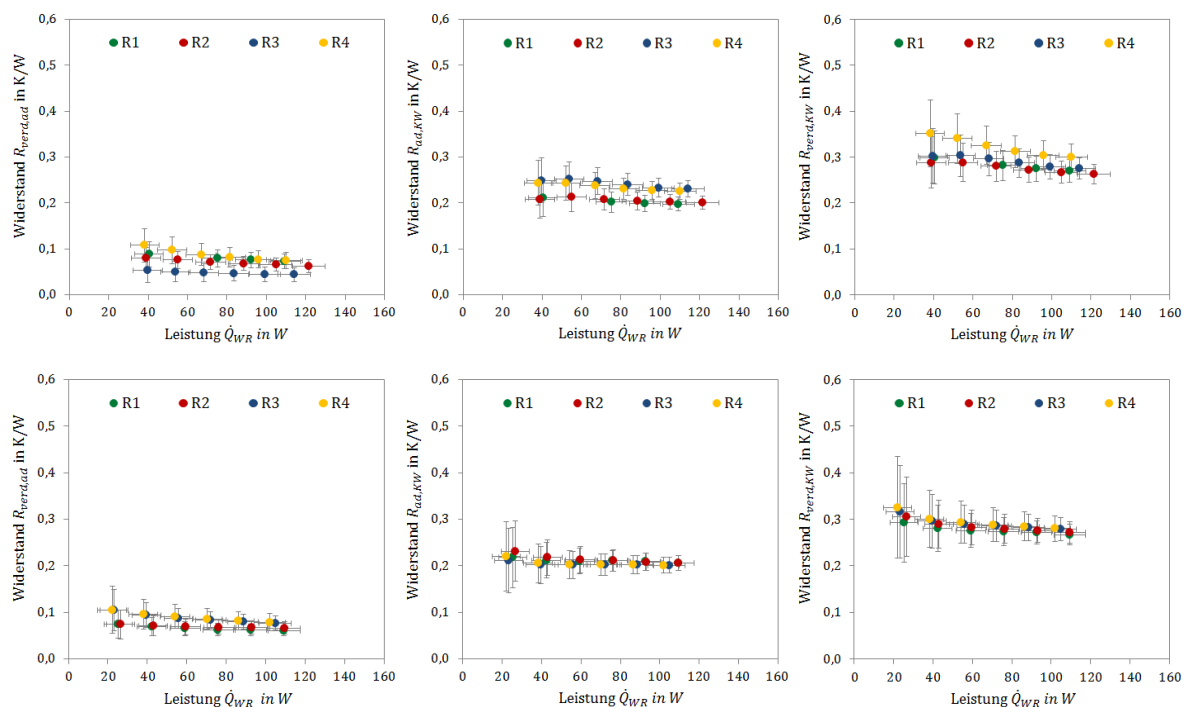


Abbildung 4-15: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung für vier Referenztests während der Messreihen von Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Aufgrund eines Lecks im Kühlkreislauf kam es für TS30 im Laufe der Messreihe und TS45 am Ende der Messreihe zu einer Durchnässung der Dämmung der adiabaten Zone. Als weiterer wesentlicher Degradationseffekt muss deshalb die Degradation der Dämmung genannt werden. Eine Degradation

tion der Dämmung der adiabaten Zone bedingt gemäß der Definition der Messgrößen in Abbildung 4-7 in Kapitel 4.3 eine Messabweichung im bilanzierten Wärmestrom durch das Wärmerohr. Zudem erhöht sich in der adiabaten Zone der Wärmestrom durch den Temperatursensorkopf, mit entsprechendem Einfluss auf die Messabweichung der Temperaturmessung und des thermischen Widerstands.

Abbildung 4-16 zeigt einen Vergleich von aufgeprägter elektrischer Leistung P_{el} und bilanziertem Wärmestrom \dot{Q}_{WR} für die durchgeführten Referenztests für Test-Thermosiphon TS30 (links) und Test-Thermosiphon TS45 (rechts). Es ist erkennbar, dass der Anteil der vom Wärmerohr ans Kühlwasser übertragenen Leistung für TS30 während der Messreihe deutlich sinkt. Für TS45 zeigt sich kein im Rahmen der Messunsicherheit signifikanter Abfall. Mögliche Ursachen für die absinkende Übertragungsleistung sind die genannte Degradation der Dämmung, aber auch eine schlechter werdende Anbindung der Heizschnüre kann nicht ausgeschlossen werden. Die durch die Wärmeverluste der adiabaten Zone bedingten Messabweichungen werden über Korrekturen der Leistung und Temperatur in der Arbeit berücksichtigt. Für nähere Informationen sind das folgende Kapitel 4.4.4 sowie die Kapitel A.3, A.7 und A.8 im Anhang A zu konsultieren.

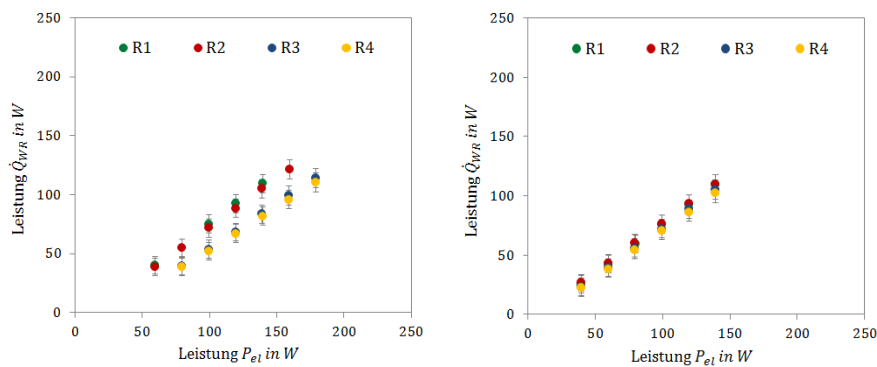


Abbildung 4-16: Vergleich von aufgeprägter elektrischer Leistung P_{el} und bilanziertem Wärmestrom \dot{Q}_{WR} in vier Referenztests für Test-Thermosiphon TS30 (links) und TS45 (rechts).

4.4.4 Maßnahmen zur Verringerung oder Quantifizierung der Messabweichung

Um die Messabweichung des Messergebnisses der in Kapitel 4.3 spezifizierten sekundären Messgrößen zu verringern, werden zusätzlich zu dem in den Kapitel 4.4.1 bis 4.4.3 dargelegten Vorgehen verschiedene Maßnahmen durchgeführt, um die wichtigsten Einflussgrößen zu quantifizieren und falls möglich zu reduzieren. Diese sind für die Messgröße der Wärmerohrleistung \dot{Q}_{WR} und für die Messgrößen der absoluten Temperaturen in Tabelle 4-11 und Tabelle 4-12 überblicksweise zusammengefasst. Den Korrekturen der Leistung durch das Wärmerohr $\delta\dot{Q}_{WR}$ sowie den Korrekturen der Temperaturen δT ist hierbei besondere Beachtung zu schenken. Abbildung 4-17 visualisiert drei der für den Wärmestrom in der Arbeit angewandten Korrekturen im Ersatzschaltbild: den Wärmeverlust der adiabaten Zone $\delta\dot{Q}_{WR,2}$, den Wärmestrom zwischen Kühlwasser und Kondensatorkühler $\delta\dot{Q}_{WR,4}$ sowie den Wärmestrom zwischen Kühlwasser und Umgebung $\delta\dot{Q}_{WR,1}$. Letzterer beinhaltet dabei jedoch auch die Relativkalibrierung der Sensoren von $T_{KW,aus}$ auf $T_{KW,ein}$ und stellt damit keinen reinen Wär-

mestrom dar. Eine detaillierte Beschreibung der Maßnahmen zur Verringerung und Quantifizierung der Messabweichung ist in Anhang A gegeben.

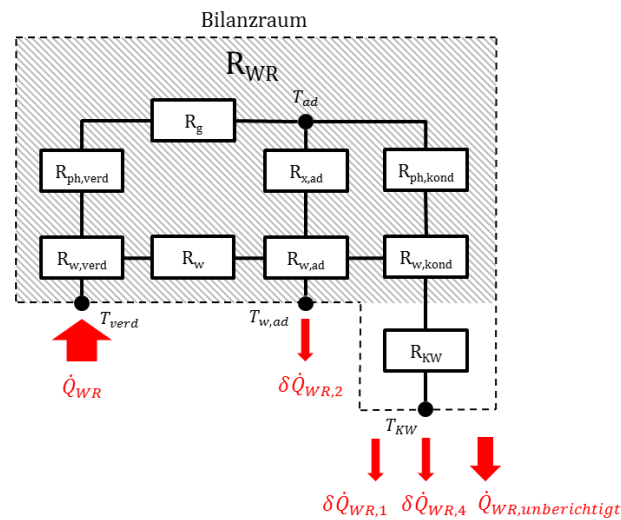


Abbildung 4-17: Bilanzraum der Leistungsbilanzierung mit über die Bilanzgrenzen tretenden Wärmeströmen.

In der Arbeit soll die Wärmerohrleistung auf die erste Stelle genau bestimmt werden. Ein Einfluss gilt damit prinzipiell als signifikant, wenn die durch ihn bedingte Messabweichung größer 0,5 W ist. Auch wenn ein Großteil der Korrekturen durch die Einführung von Stationaritätskriterien oder aufgrund der Komplexität einer systematisch sinnvollen Korrektur in der Arbeit zu null gesetzt werden, wird die Messunsicherheit der Korrekturen dennoch bei der Auswertung der sekundären Messgrößen berücksichtigt (s. Anhang B). Die Korrekturen sind deshalb auch im folgenden Kapitel, das die Modellgleichungen der Messgrößen gibt, nicht zu vernachlässigen.

Tabelle 4-11: Maßnahmen zur Verringerung oder Quantifizierung der Messabweichung von \dot{Q}_{WR} .

Einflussgröße	Maßnahme	Anhang
Zufällige Einflüsse	Vergrößerung der Anzahl der Beobachtungen – zeitliche Mehrfachmessung	A.1
Wärmestrom zwischen Kühlwasser und Umgebung sowie nicht ideale Absolutkalibrierung von $T_{KW,aus/aus}$	Dämmung Korrektur $\delta \dot{Q}_{WR,1} = f(\dot{m}_{KW}, \Delta T_{KW,umg})$	A.2
Wärmeverluste in der adiabaten Zone	Dämmung Korrektur $\delta \dot{Q}_{WR,2} = 0$	A.3
Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur	Stationaritätskriterium für Kühlwassereintrittstemperatur $ K_{stat,T_{KW,ein}} \leq 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ K/s}$; Korrektur $\delta \dot{Q}_{WR,3} = 0$	A.4
Wärmekapazität des Kondensatorkühlers	Stationaritätskriterium für Temperatur des Kondensatorkühlers $ K_{stat,T_{KK}} \leq 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ K/s}$; Korrektur $\delta \dot{Q}_{WR,4} = 0$	A.5
Drift der Sensoren	Kalibrierung des MIDs und der Temperatursensoren	A.9

Tabelle 4-12: Maßnahmen zur Verringerung oder Quantifizierung der Messabweichung der absoluten Temperatur.

Einflussgröße	Maßnahme	Anhang
Zufällige Einflüsse	Vergrößerung der Anzahl der Beobachtungen – zeitliche Mehrfachmessung	A.1
Örtliche Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – diskrete Messpunkte	Vergrößerung der Anzahl der Beobachtungen – örtliche Mehrfachmessung; Korrektur $\delta T_{ad,1} = 0$ Korrektur $\delta T_{verd,1} = 0$ Korrektur $\delta T_{KW,1} = 0$	A.6
Örtliche Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – Abweichung Sensor- zu Wandtemperatur	Dämmung, Wärmeleitpaste, Anpressdruck Korrektur $\delta T_{ad,2} = 0$ Korrektur $\delta T_{verd,2} = 0$	A.7
Örtliche Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – Abweichung Wand- zu Dampftemperatur	Korrektur $\delta T_{ad,3} = 0$	A.8
Drift der Sensoren	Kalibrierung der Temperatursensoren	A.9

4.5 Datenauswertung

4.5.1 Modellgleichungen der Messgrößen

Das folgende Kapitel gibt einen detaillierten Überblick über die für die Auswertung der primären und sekundären Messgrößen erforderlichen Modellgleichungen. Die primären und sekundären Messgrößen Y der Arbeit können dabei alle als Funktion von Eingangsgrößen X_i mathematisch beschrieben werden. Im Folgenden sind die für die Berechnung der Schätzwerte y der Messgrößen gewählten Modellgleichungen gegeben.

Für alle Zeitverläufe (primäre Messgrößen) gilt die Umrechnung von Messpunkt j in Zeitpunkt t mithilfe der Abtastzeit Δt_{log} nach Gleichung (4-3).

$$t_j = (j - 1) \cdot \Delta t_{log} \quad (4-3)$$

Für die aufgeprägte elektrische Leistung $P_{el,j}$ des Messpunkts j gilt:

$$P_{el,j} = U_{el,j} \cdot I_{el,j} \quad (4-4)$$

Der unberichtigte Wärmerstrom $\dot{Q}_{WR,unberichtigt,j}$ durch das Wärmerohr berechnet sich über eine Bilanzierung der vom Kühlwasser aufgenommenen Wärme. Für die teilweise berichtigte vom Wärmerohr übertragene Leistung $\dot{Q}_{WR,j}$ des Messpunkts j gilt:

$$\dot{Q}_{WR,j} = \dot{Q}_{WR,unberichtigt,j} + \delta \dot{Q}_{WR,1,j} + \delta \dot{Q}_{WR,2,j} \quad (4-5)$$

mit

$$\dot{Q}_{WR,unberichtigt,j} = \dot{m}_{KW,j} \cdot c_p(T_{KW,j}) \cdot \Delta T_{KW,j} \quad (4-6)$$

$$\delta\dot{Q}_{WR,1,j} = \dot{m}_{KW,j} \cdot c_p(T_{KW,j}) \cdot (z_0 + z_1 \cdot \Delta T_{KW,umg,j} + z_2 \cdot \dot{m}_{KW,j} + z_3 \cdot \Delta T_{KW,umg,j}^2 + z_4 \cdot \dot{m}_{KW,j}^2 + z_5 \cdot \Delta T_{KW,umg,j} \cdot \dot{m}_{KW,j}) \quad (4-7)$$

$$\delta\dot{Q}_{WR,2,j} = 0 \quad (4-8)$$

Für Informationen zu den Korrekturen $\delta\dot{Q}_{WR,1,j}$ und $\delta\dot{Q}_{WR,2,j}$ wird auf das vorangehende Kapitel 4.4.4 sowie den Anhang A verwiesen. Die Konstanten z_0 bis z_5 können der Tabelle A-1 im Anhang A entnommen werden. Für die Berechnung der weiteren Größen des Messpunkts j gilt:

$$\dot{m}_{KW,j} = \rho(T_{KW,MID,j}) \cdot \dot{V}_{KW,j} \quad (4-9)$$

$$T_{KW,j} = \frac{1}{2} \cdot (T_{KW,ein,j} + T_{KW,aus,j}) \quad (4-10)$$

$$T_{ad,j} = \frac{1}{4} \cdot \sum_{k=1}^4 T_{ad,k,j} \quad (4-11)$$

$$T_{verd,j} = \frac{1}{6} \cdot \sum_{k=1}^6 T_{verd,k,j} \quad (4-12)$$

$$\Delta T_{KW,j} = T_{KW,aus,j} - T_{KW,ein,j} \quad (4-13)$$

$$\Delta T_{KW,umg,j} = T_{KW,j} - T_{umg,j} \quad (4-14)$$

$$\Delta T_{verd,KW,j} = T_{verd,j} - T_{KW,j} \quad (4-15)$$

$$\Delta T_{verd,ad,j} = T_{verd,j} - T_{ad,j} \quad (4-16)$$

$$\Delta T_{ad,KW,j} = T_{ad,j} - T_{KW,j} \quad (4-17)$$

Die Berechnung der mittleren Temperaturen erfolgt über arithmetische Mittelwertbildung. Für nähere Informationen ist Anhang A.6 zu konsultieren. Die Berechnung der Dichte $\rho(T_{KW,MID})$ und der Wärmekapazität $c_p(T_{KW})$ des Kühlwassers erfolgt nach dem Standard der Solarthermie [26].

Die Stichproben der Stufenwerte (sekundäre Messgrößen) werden basierend auf den letzten 120 Messpunkten einer Leistungsstufe gebildet. Dies entspricht bei einer Abtastrate von $\Delta t_{log} = 5$ s einem Auswertintervall von $\Delta t_{eval} = 595$ s (s. auch Kapitel A.1). Die Lage des Auswertintervalls am Ende einer Leistungsstufe erhöht die Wahrscheinlichkeit, dass durch die Leistungserhöhung entstandene Messabweichungen unter die Signifikanz fallen und die Stichprobe somit im Rahmen der Messunsicherheit auswertbar ist. Die Berechnung der zeitlichen Mittelwerte der Schätzwerte der Eingangsgrößen \bar{x} folgt Gleichung (4-18). Die Berechnung der Schätzwerte x_j der Größen des Messpunkts j kann den Gleichungen (4-9) bis (4-17) entnommen werden.

$$\bar{x} = \frac{1}{\frac{\Delta t_{eval}}{\Delta t_{log}} + 1} \cdot \sum_{j=\frac{t}{\Delta t_{log}} + 1 - \frac{\Delta t_{eval}}{\Delta t_{log}}}^{\frac{t}{\Delta t_{log}} + 1} x_j \quad (4-18)$$

Für die Berechnung der vom Wärmerohr übertragenen Leistung \dot{Q}_{WR} einer Stufe gilt:

$$\dot{Q}_{WR} = \dot{Q}_{WR,unberichtigt} + \delta\dot{Q}_{WR,1} + \delta\dot{Q}_{WR,2} + \delta\dot{Q}_{WR,3} + \delta\dot{Q}_{WR,4} \quad (4-19)$$

mit

$$\dot{Q}_{WR,unberichtigt} = \overline{\dot{m}_{KW}} \cdot c_p(\overline{T_{KW}}) \cdot \overline{\Delta T_{KW}} \quad (4-20)$$

$$\begin{aligned} \delta\dot{Q}_{WR,1} = \overline{\dot{m}_{KW}} \cdot c_p(\overline{T_{KW}}) \cdot & \left(z_0 + z_1 \cdot \overline{\Delta T_{KW,umg}} + z_2 \cdot \overline{\dot{m}_{KW}} \right. \\ & \left. + z_3 \cdot (\overline{\Delta T_{KW,umg}})^2 + z_4 \cdot (\overline{\dot{m}_{KW}})^2 + z_5 \cdot \overline{\Delta T_{KW,umg}} \cdot \overline{\dot{m}_{KW}} \right) \end{aligned} \quad (4-21)$$

$$\delta\dot{Q}_{WR,2} = 0 \quad (4-22)$$

$$\delta\dot{Q}_{WR,3} = 0 \quad (4-23)$$

$$\delta\dot{Q}_{WR,4} = 0 \quad (4-24)$$

Für Informationen zu den Korrekturen der Wärmerohrleistung $\delta\dot{Q}_{WR,1}$ bis $\delta\dot{Q}_{WR,4}$ wird auf das vorangehende Kapitel 4.4.4 sowie den Anhang A verwiesen. Die Konstanten z_0 bis z_5 können der Tabelle A-1 im Anhang A entnommen werden.

Für die Berechnung der adiabaten Temperatur T_{ad} einer Stufe gilt:

$$T_{ad} = T_{ad,unberichtigt} + \delta T_{ad,1} + \delta T_{ad,2} + \delta T_{ad,3} \quad (4-25)$$

Für die Berechnung der Temperaturdifferenz $\Delta T_{verd,KW}$ einer Stufe gilt:

$$\Delta T_{verd,KW} = \Delta T_{verd,KW,unberichtigt} + \delta T_{verd,1} + \delta T_{verd,2} - \delta T_{KW,1} \quad (4-26)$$

Für die Berechnung der Temperaturdifferenz $\Delta T_{verd,ad}$ einer Stufe gilt:

$$\begin{aligned} \Delta T_{verd,ad} = \Delta T_{verd,ad,unberichtigt} + \delta T_{verd,1} + \delta T_{verd,2} - \delta T_{ad,1} \\ - \delta T_{ad,2} - \delta T_{ad,3} \end{aligned} \quad (4-27)$$

Für die Berechnung der Temperaturdifferenz $\Delta T_{ad,KW}$ einer Stufe gilt:

$$\Delta T_{ad,KW} = \Delta T_{ad,KW,unberichtigt} + \delta T_{ad,1} + \delta T_{ad,2} + \delta T_{ad,3} - \delta T_{KW,1} \quad (4-28)$$

Dabei ist:

$$T_{ad,unberichtigt} = \overline{T_{ad}} \quad (4-29)$$

$$\Delta T_{verd,KW,unberichtigt} = \overline{\Delta T_{verd,KW}} \quad (4-30)$$

$$\Delta T_{verd,ad,unberichtigt} = \overline{\Delta T_{verd,ad}} \quad (4-31)$$

$$\Delta T_{ad,KW,unberichtigt} = \overline{\Delta T_{ad,KW}} \quad (4-32)$$

$$\delta T_{ad,1} = 0 \quad (4-33)$$

$$\delta T_{ad,2} = 0 \quad (4-34)$$

$$\delta T_{ad,3} = 0 \quad (4-35)$$

$$\delta T_{verd,1} = 0 \quad (4-36)$$

$$\delta T_{verd,2} = 0 \quad (4-37)$$

$$\delta T_{KW,1} = 0 \quad (4-38)$$

Für Informationen zu den Korrekturen der Temperaturen δT wird auf das vorangehende Kapitel 4.4.4 sowie den Anhang A verwiesen.

Für die Berechnung der thermischen Widerstände $R_{verd,KW}$, $R_{verd,ad}$ und $R_{ad,KW}$ einer Stufe gilt:

$$R_{verd,KW} = \frac{\Delta T_{verd,KW}}{\dot{Q}_{WR}} \quad (4-39)$$

$$R_{verd,ad} = \frac{\Delta T_{verd,ad}}{\dot{Q}_{WR}} \quad (4-40)$$

$$R_{ad,KW} = \frac{\Delta T_{ad,KW}}{\dot{Q}_{WR}} \quad (4-41)$$

4.5.2 Grafische Aufbereitung der Messwerte

Ein wichtiges Mittel der Datenauswertung stellt die grafische Aufbereitung der Messdaten dar. Die grundlegenden grafischen Darstellungsformen, die in der Ergebnisdiskussion in Kapitel 5 Verwendung finden, werden kurz erläutert.

Die grafische Darstellung der Zeitverläufe der Stufentests ist für eine beispielhafte Messung in Abbildung 4-18 aufgezeigt. Obwohl die Messgröße diskrete Werte umfasst, erfolgt die Darstellung im Diagramm aus optischen Gründen mithilfe von Linien. Die Zuordnung der Temperaturmesswerte zur Sensorposition kann der farblichen Visualisierung der schematischen Skizze des Wärmerohrs oberhalb des Diagramms entnommen werden. Die genaue Position der Sensoren ist Abbildung 4-13 in Kapitel 4.4.2 zu entnehmen. Die Diagramme der Stufentests der Arbeit besitzen dieselbe Skalierung der y-Achsen (Temperatur und Leistung). Die Skalierung der x-Achse (Zeit) ist der Dauer der Messreihe angepasst. Der Abstand der eingezeichneten Hilfslinien entspricht jedoch immer einem Intervall von zwei Stunden. In der rechten unteren Ecke sind stichpunktartig die Parameter des Stufentests genannt. Die erste Zahl gibt den Füllgrad in % wieder, die mittlere den Neigungswinkel in °. Der Großbuchstabe kennzeichnet den Durchlauf. Die abschließende Zahl entspricht der Kühlwassereintrittstemperatur in °C.

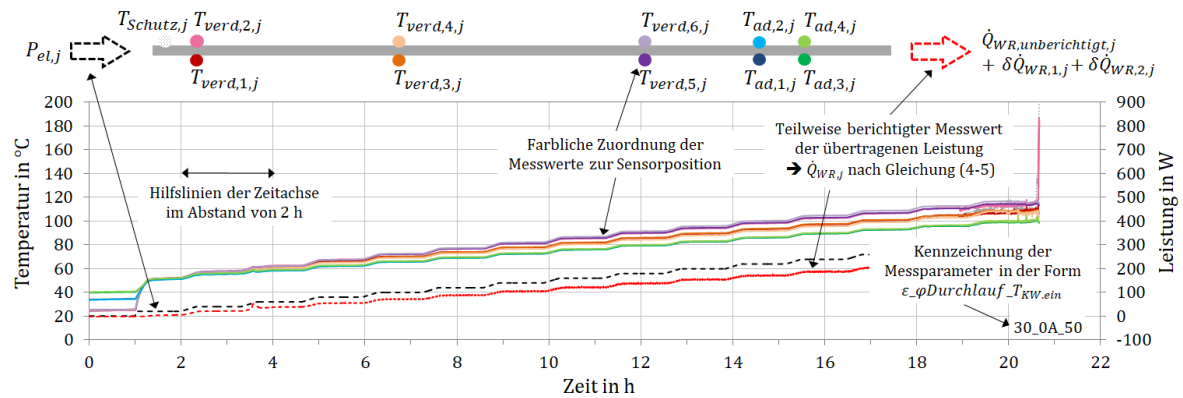


Abbildung 4-18: Beispiel der grafischen Darstellung der Zeitverläufe der Stufentests in der vorliegenden Arbeit.

Die grafische Aufbereitung der Stichproben der Stufenwerte (sekundäre Messgrößen) ist für Messung 45_0A_50 beispielhaft in Abbildung 4-19 aufgezeigt. Eine Bestimmung der sekundären Messgrößen erfolgt nur für Stichproben, für die die Stationaritätskriterien nach Tabelle 4-11 erfüllt sind und die damit im Rahmen der Messunsicherheitsbetrachtung (s. Anhang B) auswertbar sind. Aufgrund der gegebenen Messunsicherheit werden nur Messpunkte zur Auswertung herangezogen, bei denen die übertragene Wärmerohrleistung größer 10 Watt beträgt und folglich von einem vorliegenden Wärmerohrbetrieb ausgegangen werden kann. Entsprechende Werte sind in den grafischen Darstellungen der sekundären Messgrößen mit farblich ausgefülltem Symbol und Fehlerbalken gekennzeichnet. Stichproben, die den in der Arbeit gewählten Stationaritätskriterien nicht genügen, können eine große Messabweichung aufweisen. Die Aufnahme dieser Werte in die grafische Auswertung ist zum Beispiel dann sinnvoll, wenn nur so ein Bruch eines ansonsten linearen Verhaltens zur Bestimmung der Leistungsgrenze detektiert werden kann. Die entsprechenden Werte werden als unausgefülltes Symbol ohne Fehlerbalken dargestellt. Die Farbe oder Form der Symbole kennzeichnet die Zugehörigkeit zur jeweiligen Messreihe. Für eine bessere Übersichtlichkeit erfolgt keine separate Angabe in der Legende. Diese „Hilfswerte“ sind lediglich als Tendenz zu verstehen. Eine tiefere Interpretation der Ergebnisse anhand dieser Messpunkte kann aufgrund der Nichteinhaltung der Stationaritätskriterien und damit möglichen hohen Messabweichung nicht erfolgen. Um einen Eindruck der Auswertbarkeit der Stufen zu vermitteln, sind die jeweils nicht auswertbaren Stufen im Zeitverlauf der Messung 45_0A_50 in Abbildung 4-20 rot hinterlegt.

Die tertiären Messgrößen „Leistungsgrenze“ und „Temperaturphänomen“ der Arbeit beruhen auf einer Interpretation der primären und sekundären Messgrößen. Auf die Bestimmung der Leistungsgrenze anhand einer – teilweise visuellen – Bewertung der primären und sekundären Messgrößen wird ausführlich bei der Diskussion der Ergebnisse in Kapitel 5.1.1 eingegangen. Die Bestimmung der in den Stufen der Stufentests auftretenden Temperaturphänomene erfolgt anhand einer visuellen Bewertung der Zeitverläufe der Stufentests (primäre Messgrößen). Auf das Vorgehen wird ausführlich in Kapitel 5.1.3 eingegangen.

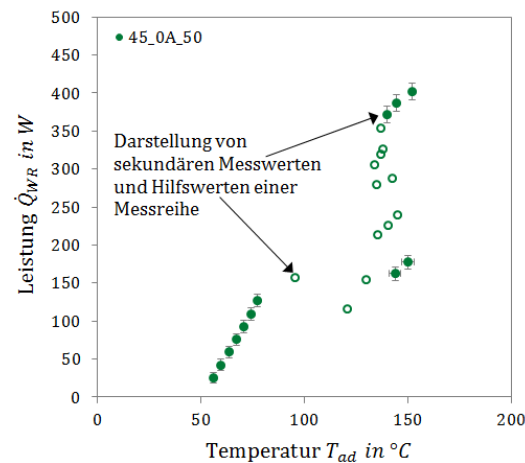


Abbildung 4-19: Beispiel der grafischen Darstellung von sekundären Messgrößen (ausgefüllte Symbole) und Hilfswerten (unausgefüllte Symbole) in der vorliegenden Arbeit.

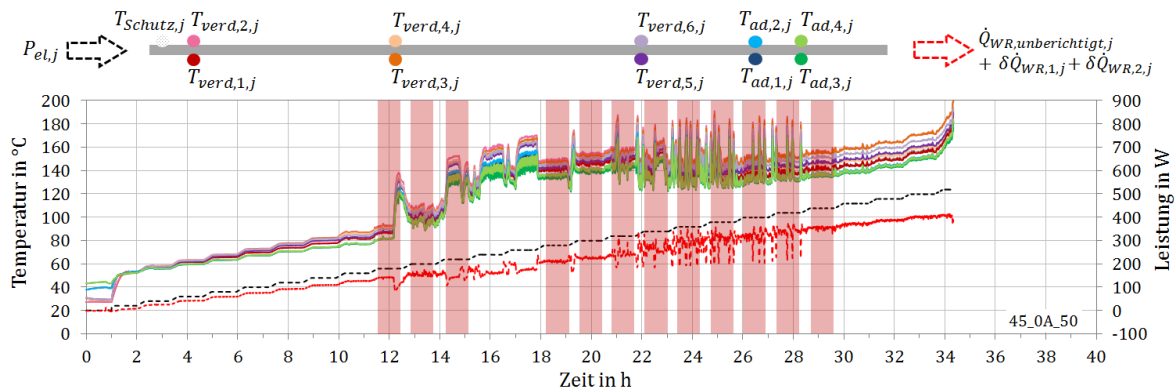


Abbildung 4-20: Beispiel der im Rahmen der Messunsicherheitsbetrachtung auswertbaren (\rightarrow sekundäre Messgrößen) und nicht auswertbaren Stufen (\rightarrow Hilfsgrößen, Stufen rot hinterlegt) eines Stufentests.

4.5.3 Referenzen

Zur Bewertung der Messergebnisse werden in der Arbeit verschiedene theoretische Referenzen herangezogen. Diese sind nachfolgend spezifiziert.

Zur Beantwortung der Frage, ob die in der Arbeit untersuchten Wärmerohre prinzipiell für den Einsatz im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ geeignet sind, erfolgt ein Vergleich der experimentell gemessenen Übertragungsleistung \dot{Q}_{WR} mit der maximal im Kollektor von einem Wärmerohr zu übertragenden Leistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$. Die Leistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$ wird auf Basis der Geometrie des Test-Fassadenkollektors „Demoflex“, der gegebenen Verdampferlänge, einer maximalen Einstrahlung von 900 W/m^2 und den in Anhang H in Tabelle H-2 gegebenen Kollektorkennwerten zu 139 W abgeschätzt.

Zur Analyse der in Phänomenkarten visualisierten Temperaturphänomene (s. Kapitel 5.1.3) erfolgt ein Vergleich mit aus der Literatur bekannten Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze von Zwei-Phasen-Thermosiphons. Mit dem Ansatz von Wallis [86] und Kutateladze [49] existieren zwei

theoretische Grundlagen, auf denen die meisten gegenwärtigen Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze basieren [30, 80]³¹. Während die Korrelation nach Wallis den Einfluss der Oberflächenspannung vernachlässigt, wird in der Korrelation von Kutateladze der Einfluss des Durchmessers nicht berücksichtigt. Laut Literatur spielt letzterer für die Wechselwirkung der Phasen bei kleinem Durchmesser – wie bei solaren Wärmerohren gegeben – eine entscheidende Rolle [30, 58]³². So wird auch von Jack [42]³³ eine gute Übereinstimmung der Wechselwirkungsgrenze geneigter solarer Wärmerohre mit der Korrelation von Wallis bei Berücksichtigung des Winkeinflusses nach Nguyen-Chi & Groll [58]³⁴ erkannt. Aufgrund der in der Arbeit gegenüber Jack [42] veränderten Randbedingungen des hohen Füllgrads sowie der Ausrichtung um die Horizontale werden zur Analyse der in den Phänomenkarten visualisierten Temperaturphänomene verschiedene Korrelationen der Literatur herangezogen. Tabelle 4-13 gibt einen Überblick über die in der Ergebnisdarstellung und Diskussion in Kapitel 5.2 verwendeten Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze sowie eine stichpunktartige Begründung für deren Auswahl.

Tabelle 4-13: Übersicht über die in der Ergebnisdarstellung verwendeten Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze.

Bezeichnung in der Arbeit	Quelle	Grundlage	Neigungswinkel(bereich)	Begründung für Auswahl
Sakhuja	Gleichung (10) in [69]	Wallis [86]	+90°	Einfluss des Durchmessers berücksichtigt; gut für kleine Durchmesser geeignet [58]
Jack	Gleichungen (6.35)/(6.36) in [42]	Wallis [86]	≤ +45°	Einfluss des Durchmessers berücksichtigt; für solare Wärmerohre angepasst [42]; Winkeinfluss nach [58]
Bezrodny & Podgoretskii	Gleichung (5) in [7]	Kutateladze [49]	0°	Horizontale Ausrichtung; Erweiterung um Einfluss der Kompressibilität des Dampfs [7]
Faghri	Gleichung (6.122) in [30] ³⁵	Wallis [86] & Kutateladze [49]	+90°	Kombination der Ansätze von Wallis & Kutateladze gemäß [80]; Anpassung für Wasser [30]

³¹ s. Seite 387 in Quelle [30]

³² s. Seite 388 in Quelle [30]

³³ s. Seite 80 in Quelle [42]

³⁴ Zusatzinformation zur Quellenangabe: In der Arbeit von Jack [42] wird die Korrelation für den Winkeinfluss einer Veröffentlichung von Riffat et al. [66] zugeschrieben. Die Korrelation für den Winkeinfluss wurde jedoch bereits 1981 von Nguyen-Chi & Groll [58] hergeleitet, weshalb hier die entsprechende Originalquelle genannt wird.

³⁵ Zusatzinformation: Sekundärquelle, jedoch vom selben Autor

5 Ergebnisse und Diskussion

5.1 Definition und Messmethode zur Bestimmung der Leistungsgrenze

Forschungsfrage

Welche Definition und Messmethodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze ist für solare Wärmerohre im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung geeignet, um eine für die Analyse und Bewertung der Wärmerohre hinsichtlich ihres Einsatzes im Fassadenkollektor geeignete Datenlage zu schaffen?

Antwort zur Forschungsfrage

Keine der in der Literatur vorhandenen Definitionen der Leistungsgrenze ist aufgrund des komplexen Betriebsverhaltens von horizontalen und leicht geneigten solaren Wärmerohren für deren Analyse alleinstehend geeignet. Stattdessen wird eine Analyse der Grenzen des Betriebsverhaltens anhand von „Temperaturphänomen-Karten“ vorgeschlagen. Für die Erstellung der Phänomenkarten bietet sich die Messmethodik der „Stufentests“ an, mit der ein breiter Betriebsbereich der Wärmerohre inklusive des Grenzbetriebsbereichs analysiert werden kann.

5.1.1 Definition der Leistungsgrenze

Zur Beantwortung der Teilforschungsfrage nach der für solare Wärmerohre im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung geeigneten Definition der Leistungsgrenze werden die in Kapitel 2.2 dargelegten Definitionen der Leistungsgrenze anhand von ausgewählten Stufentests für die Test-Thermosiphons TS30 (30 % Füllgrad) und TS45 (45 % Füllgrad) diskutiert.

Definition über Temperaturanstieg

Wie in Kapitel 2.2 aufgezeigt, wird das Erreichen der Leistungsgrenze in der Literatur häufig mit einem anomalen Verhalten der Temperatur entlang der Wärmerohrachse verknüpft. Ein plötzlicher und deutlicher Anstieg („take-off“) der Temperatur, wie in [27, 69, 74, 88] als Leistungsgrenzkriterium genannt, ist bei einem Stufentest des Test-Thermosiphons TS30 beispielsweise bei einer Kühlwas-

sereintrittstemperatur von 10 °C in der Horizontalen zu beobachten (Abbildung 5-1 oben). Die Sensoren an der Verdampferspitze $T_{verd,1}$ und $T_{verd,2}$ heben beim Übergang der Leistungsstufe von 20 W_{el} auf 40 W_{el} ab ($T_{verd,1}$ liegt in der Grafik direkt hinter $T_{verd,2}$). Alle anderen Sensoren zeigen bis zur automatischen Abschaltung der aufgeprägten elektrischen Leistung beim Erreichen von 200 °C kein anomales Verhalten. Bei Sensorpositionierung nach solarer Testnorm EN ISO 22975-2:2016 [27] auf einer Länge von 1/3 und 2/3 des Wärmerohrs liegt während des gesamten Stufentests ein regulärer Betrieb unterhalb der Leistungsgrenze vor. Das Beispiel verdeutlicht, wie stark jede Definition der Leistungsgrenze über Temperaturanomalitäten von der Diskretisierung und Positionierung der Temperaturmesspunkte abhängen kann. Diese sind bei der Definition der Leistungsgrenze über Temperaturanomalitäten und dem Vergleich der Messergebnisse mit theoretischen oder experimentellen Ergebnissen der Literatur folglich immer mit zu beachten.

Abbildung 5-1 (unten) zeigt einen Stufentest bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 90 °C in der Horizontalen. Es treten Temperaturspitzen an der unteren Verdampferspitze auf, die schließlich beim Erreichen von 200 °C zum Abschalten des Tests führen. Ein Vergleich der beiden in Abbildung 5-1 gezeigten Stufentests zeigt, dass ein „Abheben“ oder „take-off“ eine sehr unterschiedliche Ausprägung aufweisen kann und aller Wahrscheinlichkeit nach unterschiedlichen physikalischen Phänomenen zuzuordnen ist. Die Beurteilung, ab wann die Ausprägung der Temperaturerhöhung einer Leistungsgrenze zuzuordnen ist, hat subjektiven Charakter.

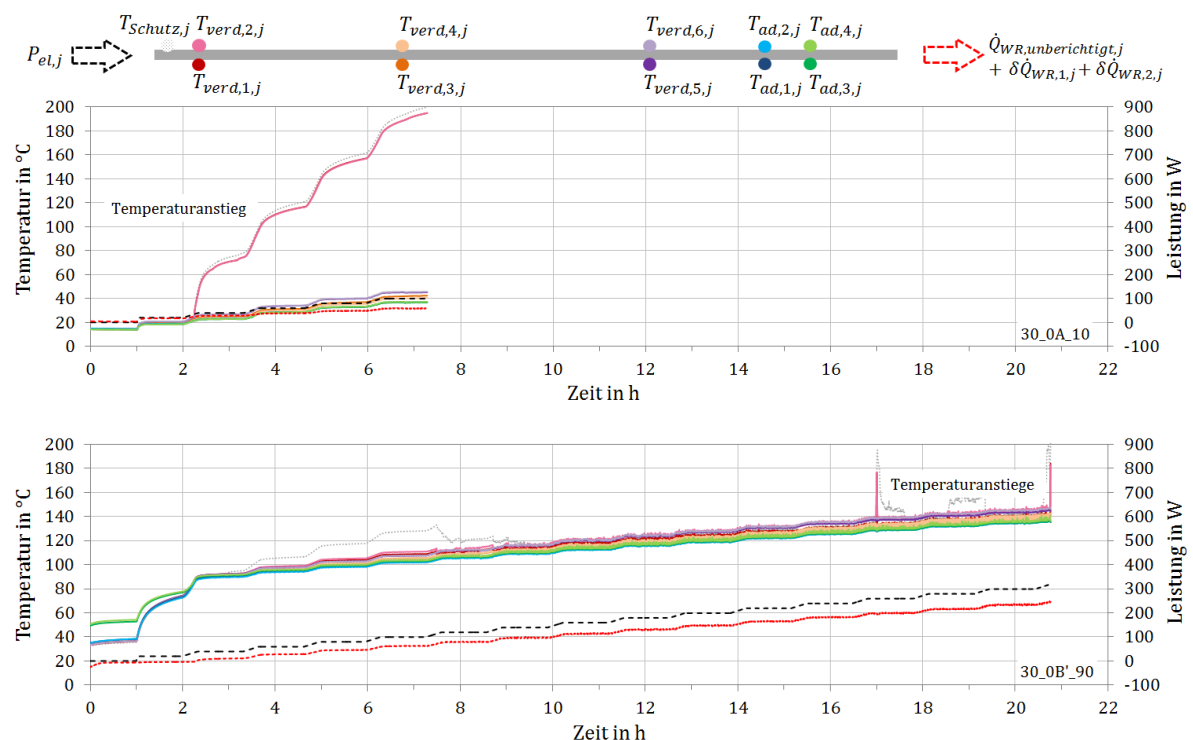


Abbildung 5-1: Beispielhafte Stufentests mit Temperaturanstieg für einen Füllgrad von 30 % und einem Neigungswinkel von 0° bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben) und 90 °C (unten).

Imura et al. [41] beobachten in ihrer Arbeit keinen kontinuierlichen Anstieg der Wandtemperatur, sondern das Erreichen eines Gleichgewichtszustands je Leistungsstufe. Abbildung 5-1 (oben) lässt beim Betrachter ein ähnliches Verhalten vermuten. Abbildung 5-2 (oben) zeigt das Betriebsverhalten

während eines Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C . Auch hier steigen die Temperaturen an der Verdampferspitze während der Leistungsstufen von 40 und 60 W_{el} an (nachdem das Wärmerohr bei der 20- W_{el} -Stufe bereits einen regulären Betrieb aufzeigt). Die Temperaturen fallen jedoch noch vor Erreichen der 100- W_{el} -Stufe wieder auf das Niveau der anderen Sensoren ab. Beim Übergang von der 200 auf die 220- W_{el} -Stufe erfolgt schließlich ein erneuter Temperaturanstieg, bei dem die Abschalttemperatur von 200°C erreicht und der Test beendet wird. Ob hier ein beständiger „take-off“ oder auch nur ein temporäres Phänomen vorliegt, kann aufgrund der Temperaturabschaltung nicht beurteilt werden. Zusätzlich zum Temperaturanstieg ist in diesem Stufentest ein Abfall der Übertragungsleistung kurz vor Abschaltung der elektrischen Leistung zu beobachten. Ein Vergleich mit einem anderen Durchlauf mit Neueinstellung des Winkels von $+0,5^\circ$ in Abbildung 5-2 (unten) zeigt, dass auch dies nur ein temporäres Phänomen sein kann und nicht als Indiz für einen vollständigen Zusammenbruch des Wärmerohrbetriebs gelten muss.

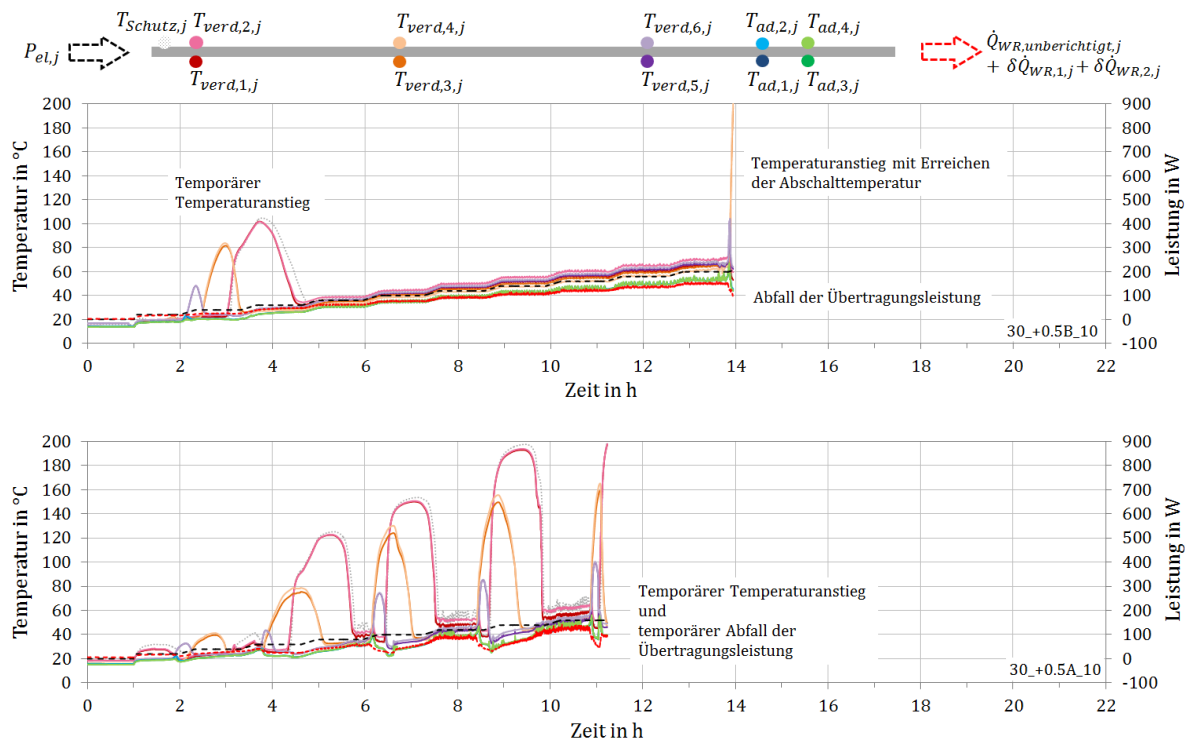


Abbildung 5-2: Beispielhafte Stufentests mit teils temporärem Temperaturanstieg und Abfall der Übertragungsleistung für einen Füllgrad von 30 % und einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C für Durchlauf B (oben) und Durchlauf A (unten).

Es zeigt sich, dass eine Definition der Leistungsgrenze über einen Temperaturanstieg in den hier dargelegten Fällen aufgrund der unterschiedlichen Ausprägung der Temperaturanstiege einen hohen Interpretationsspielraum lässt. Die Beurteilung, ob ein Temperaturanstieg dabei kontinuierlich abläuft und am Ende zu einem Abfall und Zusammenbruch der Übertragungsleistung führt oder ob ein Gleichgewichtszustand oder gar Rückgang der Temperatur erfolgt, wird zudem durch die endliche Dauer der Leistungsstufen des Stufentests und die Temperaturbegrenzung des Teststands erschwert.

Definition über feste Temperaturen oder Temperaturdifferenzen

Imura et al. [41] und Bertoldo Junior et al. [5] definieren die Leistungsgrenze mit dem Erreichen einer fixen Temperatur bzw. Temperaturdifferenz über den Wärmerohrverdampfer. Erstere Definition berücksichtigt, wie auch von Hahne & Gross [35] erwähnt, die Temperaturrestriktionen des Systems (hier z. B. Teststand oder auch Solarkollektor) und kann damit eine praxisnahe Definition darstellen. Ein Zusammenhang zwischen Leistungsgrenze und physikalischen Phänomenen besteht mit dieser Definition jedoch nicht, was eine entsprechende Analyse bzw. Optimierung des Wärmerohrs erschwert.

Die Definition der Leistungsgrenze über das Erreichen fixer Temperaturdifferenzen über den Wärmerohrverdampfer oder erweitert über die gesamte Wärmerohrlänge bietet sich für Wärmerohre mit Kapillarstruktur an, deren Füllgrad meist leicht über der Sättigung der Dochtstruktur liegt. So liegt bei normalem Betriebsverhalten auch bei Neigung ein isothermes Temperaturprofil vor. Bei Zweiphasen-Thermosiphons kommt es bei hohen Füllgraden auch schon bei geringer Neigung zur Ausbildung eines Sumpfs an der Verdampferspitze, der zu einem Anstieg des Temperaturprofils zur Verdampferspitze hin führt. Von einer erhöhten Sumpftemperatur ist eine vom Verdampfer her beginnende Austrocknung des Wärmerohrs nicht immer eindeutig zu unterscheiden. Eine Definition der Leistungsgrenze über eine fixe Temperaturdifferenz, aber auch über den im vorangehenden Abschnitt erwähnten Temperaturanstieg („take-off“), kann hier leicht zur Fehlinterpretation führen. Abbildung 5-3 vergleicht zwei Stufentests, bei denen eine deutlich erhöhte Temperatur an der Verdampferspitze gegenüber der Temperatur des restlichen Wärmerohrs vorliegt. Für beide Stufentests wird nach Definition der Leistungsgrenze über das Erreichen einer maximalen Temperaturdifferenz am Verdampfer von beispielsweise 20 Kelvin das Wärmerohr bereits in den ersten Stufen des Leistungsgrenzttests oberhalb der Leistungsgrenze betrieben. Allerdings fällt die erhöhte Verdampferspitzentemperatur in Abbildung 5-3 (unten) bei Erreichen der 100- W_{el} -Stufe abrupt ab. Auch zeigt die Temperaturerhöhung in Abbildung 5-3 (unten) eine geringere Ausprägung als in Abbildung 5-3 (oben). In Abbildung 5-3 (oben) tritt die erhöhte Temperaturdifferenz erst ab einer Leistungsstufe von 40 W_{el} auf, wobei das Wärmerohr in der Stufe zuvor noch keine Temperaturerhöhung zeigt. Dies sind Hinweise darauf, dass die Temperaturerhöhung in Abbildung 5-3 (unten) auf einen Sumpf, in Abbildung 5-3 (oben) auf eine Austrocknung von der Verdampferspitze her zurückzuführen ist. Auch die jeweiligen Betriebswinkel von 0° und $+5^\circ$ untermauern diese Vermutung.

Das Beispiel zeigt, dass die Leistungsgrenze immer im Kontext der gegebenen Parameter interpretiert werden muss und eine Definition über feste Temperaturdifferenzen ebenso wie eine Definition über feste Temperaturen alleine keine Rückschlüsse auf einen Fehlbetrieb des Wärmerohrs oder physikalische Phänomene ermöglicht.

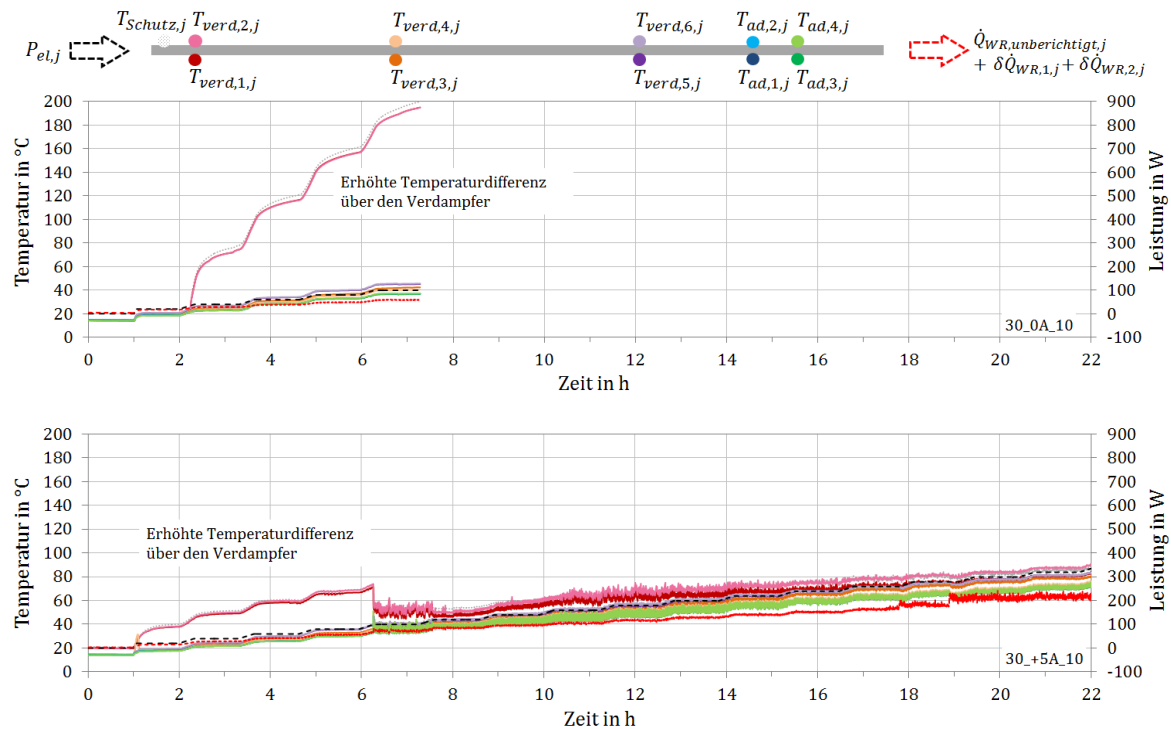


Abbildung 5-3: Beispielhafte Stufentests mit erhöhter Temperaturdifferenz über den Verdampfer für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C bei einem Neigungswinkel von 0° (oben) und einem Neigungswinkel von +5° (unten).

Definition über Temperaturschwankungen

Offensichtliche Schwankungen und Instabilität bzw. Fluktuationen der Temperatur definieren nach solarer Testnorm [27] und Seo et al. [71] die Leistungsgrenze. Was dabei als „offensichtlich“ [27] gilt, soll anhand eines beispielhaften Vergleichs der Stufentests des Test-Thermosiphons TS45 bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C (Abbildung 5-4) und des Test-Thermosiphons TS30 bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 90 °C (Abbildung 5-5) in der Horizontalen diskutiert werden. TS45 zeigt bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C in Abbildung 5-4 (oben) deutliche Schwankungen ab einer Leistungsstufe von 180 W_{el}. TS30 erfährt einen vergleichbar hohen Temperaturschlag bei einer Leistungsstufe von 300 W_{el} (Abbildung 5-5, oben). Abbildung 5-4 (unten) und Abbildung 5-5 (unten) zeigen Ausschnitte einzelner Stufen in höherer Auflösung. Die entsprechenden Stufen sind in der Gesamtdarstellung des Stufentests grau hinterlegt. Es sind – auch für in der Gesamtdarstellung des Stufentests stationär erscheinende Stufen – in Frequenz und Amplitude sehr unterschiedliche Oszillationen und Instationaritäten der Temperatur zu erkennen. Was als „offensichtliche“ Temperaturschwankung und damit Leistungsgrenze gilt, bleibt der subjektiven Interpretation bzw. Auflösung überlassen.

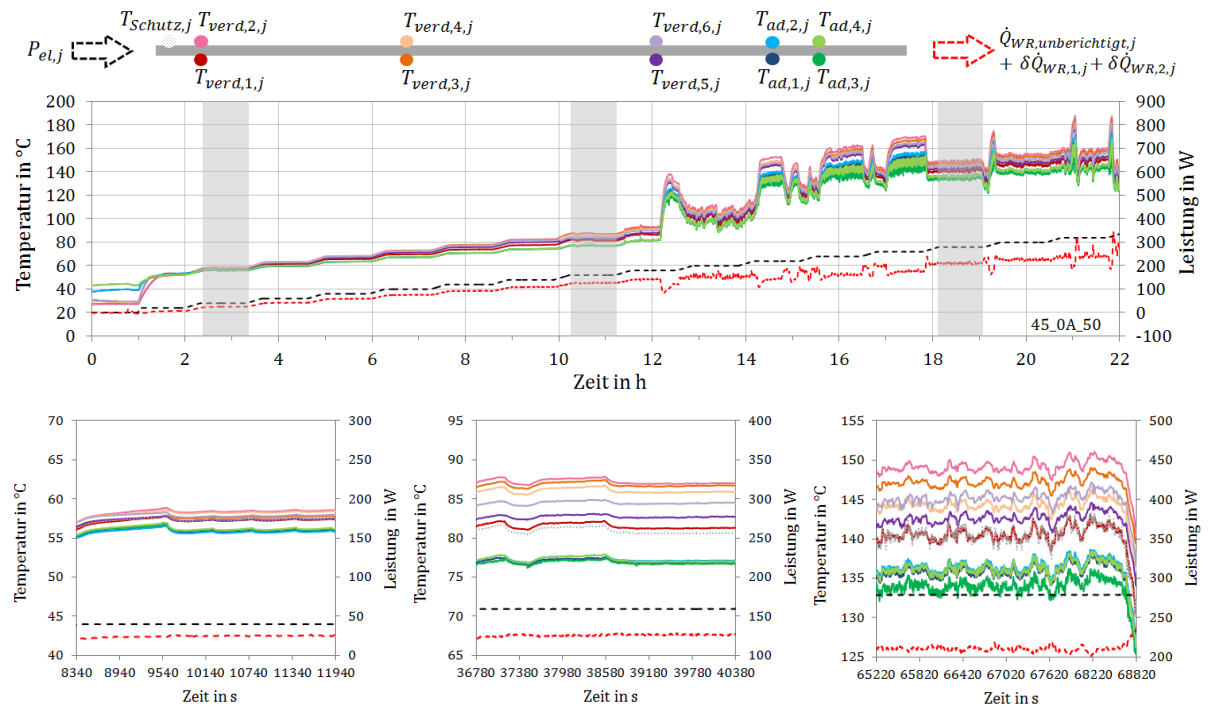


Abbildung 5-4: Beispielhafter Stufentest mit Temperaturschwankungen für einen Füllgrad von 45 % und einem Neigungswinkel von 0° für eine Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C (oben) mit vergrößerten Ausschnitten (unten) der grau hinterlegten Stufen.

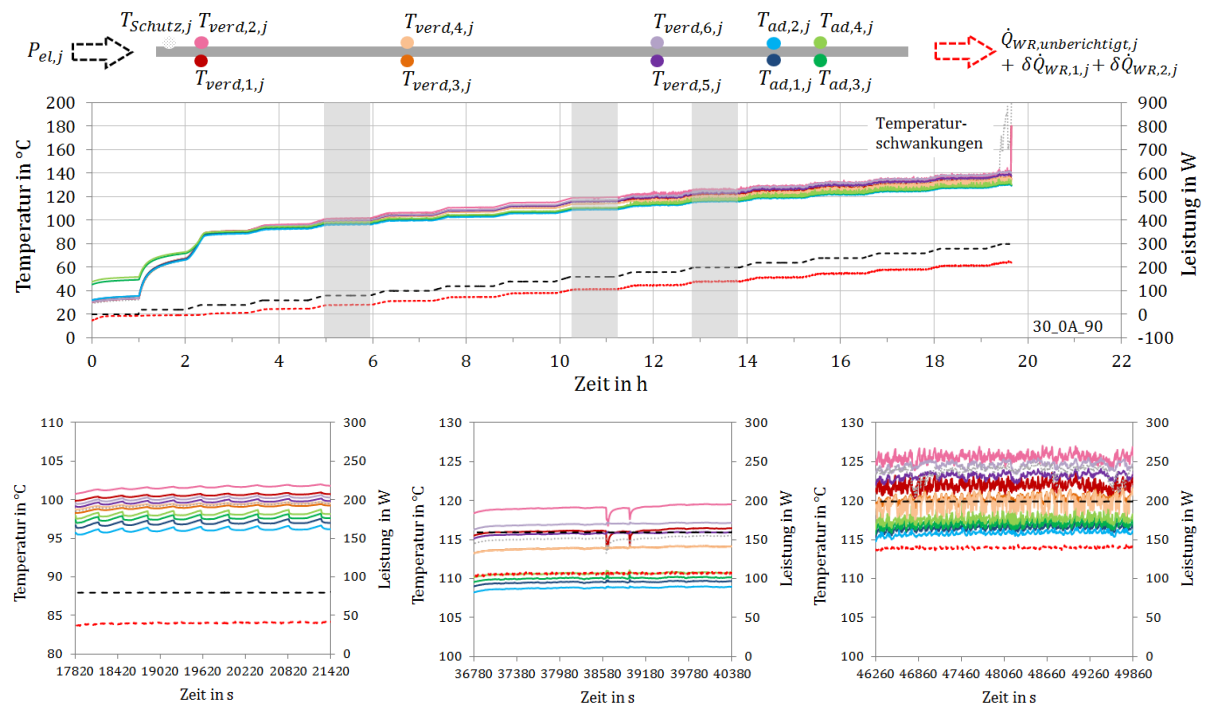


Abbildung 5-5: Beispielhafter Stufentest mit Temperaturschwankungen für einen Füllgrad von 30 % und einem Neigungswinkel von 0° für eine Kühlwassereintrittstemperatur von 90 °C (oben) mit vergrößerten Ausschnitten (unten) der grau hinterlegten Stufen.

Definition über stagnierende oder abfallende Übertragungsleistung

Jack [42] und Seo & Lee [70] definieren die Leistungsgrenze als erreicht, wenn der Wärmestrom durch das Wärmerohr trotz zunehmender Leistungsaufprägung sinkt oder nicht mehr steigt. In der Arbeit ist ein Zusammenbruch der Übertragungsleistung nur in wenigen Stufentests zu beobachten (s. Beispiel in Abbildung 5-2), da der Schutz der Infrastruktur im Falle eines abrupten Anstiegs der Temperatur ein schnelles Abschalten der aufgeprägten Leistung erfordert. In den meisten Fällen kommt es zu einem lokalen oder temporären Anstieg der Temperatur und damit lokalen oder temporären Zusammenbruch des geordneten Verdampfungs-/Kondensationskreislaufs, während der Rest des Wärmerohrs noch bzw. das Wärmerohr nach kurzer Zeit wieder Wärme an das Kühlwasser überträgt. Eine Definition der Leistungsgrenze über einen Zusammenbruch der Übertragungsleistung erfordert folglich eine hochtemperaturstabile messtechnische Infrastruktur. Liegen die Temperaturgrenzen im späteren Anwendungsfall deutlich niedriger, ist die Praktikabilität der Definition eingeschränkt.

Eine stagnierende Übertragungsleistung trotz zunehmender aufgeprägter elektrischer Leistung ist in der Arbeit für einen Stufentest von TS30 bei einer Neigung von $+5^\circ$ zu beobachten (s. Abbildung 5-6). Aufgrund eines zeitlich nicht klar lokalisierten Lecks im Kühlkreislauf mit Durchnässung der Verdampferdämmung während der Messreihe des Test-Thermosiphons TS30 (s. Kapitel 4.4.3) kann dieses Phänomen jedoch nicht eindeutig dem Wärmerohr zugeordnet werden.

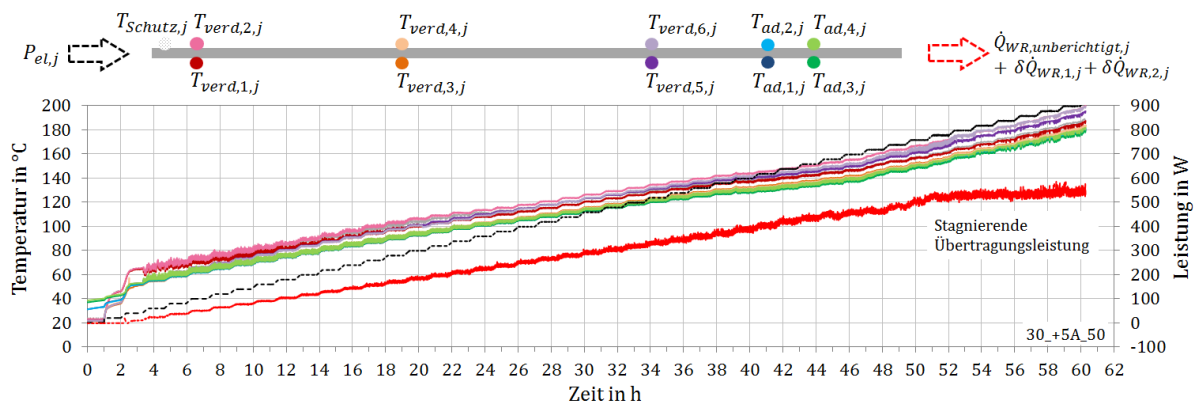


Abbildung 5-6: Beispielhafter Stufentest mit stagnierender Übertragungsleistung für einen Füllgrad von 30 % und einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C .

Definition über Bruch der Linearität oder thermischen Widerstand

Ein Bruch im linearen Verhältnis von Temperaturdifferenz über das Wärmerohr zu aufgeprägter bzw. übertragener Leistung wird von Bertoldo Junior et al. [5], Bezrodny & Podgoretskii [7] und Morawietz et al. [55] als Definition der Leistungsgrenze hinsichtlich der Eignung analysiert bzw. herangezogen. Bezrodny & Podgoretskii [7] wählen die Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsflüssigkeit im Dampferzeuger (externe Wärmequelle) und Thermosiphon, Bertoldo Junior et al. [5] und Morawietz et al. [55] die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und adiabater Zone als zu analysierende Größe. Wird die Abhängigkeit der Temperaturdifferenz von der tatsächlich übertragenen Leistung (anstatt der aufgeprägten) betrachtet, werden mit diesem Kriterium die Kriterien der Temperatur- und Leistungsanomalie miteinander verknüpft. Gleiches gilt bei einer Definition der Leistungsgrenze über die Analyse des thermischen Widerstands [78, 79].

Jede Definition der Leistungsgrenze über die Analyse der primären Messgrößen (Zeitverläufe der Messungen) ist unter dem gegebenen Teststandaufbau anfällig für Fehlinterpretationen durch Messfehler. Dies gilt besonders bei der Definition der Leistungsgrenze über den Bruch eines linearen Verhaltens (s. Beispiele in Abbildung H-2 im Anhang H). Um Fehlinterpretationen zu reduzieren, erfolgt die Analyse des Leistungsgrenzkriteriums über die Auftragung der sekundären Messgrößen $\Delta T_{WR}(\dot{Q}_{WR})$. Es sei jedoch angemerkt, dass ein Bruch der Linearität nicht selten mit im Rahmen der Messunsicherheitsbetrachtung nicht mehr auswertbaren Messwerten einhergeht (in der Arbeit als „Hilfswerte“ bezeichnet, s. Kapitel 4.5.2 für weitere Informationen), sodass in diesen Fällen auch bei Auftragung der sekundären Messgrößen ein Linearitätsbruch mit entsprechender Vorsicht zu interpretieren ist.

Abbildung 5-7 (oben links) zeigt die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und adiabater Zone $\Delta T_{verd,ad}$ in Abhängigkeit der übertragenen Leistung \dot{Q}_{WR} für ausgewählte Referenztests R1 und R2 (Stufentest 30_0A_50) des Test-Thermosiphons TS30 (s. Kapitel 4.4.3 für Informationen zu den Referenztests). Ein klarer Bruch eines linearen Verhaltens ist im gekrümmten Verlauf der Kennlinie nicht zu erkennen. Bei Auftragung der Temperaturdifferenz zwischen adiabater Zone und Kühlwasser $\Delta T_{ad,KW}$ in Abhängigkeit der übertragenen Leistung \dot{Q}_{WR} in Abbildung 5-7 (oben rechts) liegt ein durchgängig lineares Verhalten vor. Ein Bruch wird demnach ebenfalls nicht lokalisiert.

Abbildung 5-7 (unten) zeigt die Auftragung derselben Messgrößen für zwei Vortests V1 und V2 während der Einfahrphase des Test-Thermosiphons TS30³⁶ (s. Kapitel 4.4.3 für Informationen zum Einfahren der Test-Thermosiphons). Der Parametersatz der Vortests entspricht dem der Referenztests. Für die Vortests V1 und V2 deutet sich bei Auftragung der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und adiabater Zone $\Delta T_{verd,ad}$ über der Leistung ein Bruch an (Abbildung 5-7, unten links). Bei Auftragung der Temperaturdifferenz zwischen adiabater Zone und Kühlwasser $\Delta T_{ad,KW}$ kann unter Berücksichtigung der Hilfswerte (unausgefüllte Symbole, s. Kapitel 4.5.2 für weitere Informationen) ein klarer Bruch der Linearität von $\Delta T(\dot{Q}_{WR})$ ausgemacht werden (Abbildung 5-7, unten rechts). Auf die unterschiedliche Skalierung der y-Achsen der Temperaturdifferenzen ist zu achten. Da eine abrupte Verschlechterung des Wärmeübergangs vom Wärmerohr an das Kühlwasser als unwahrscheinlich eingestuft werden kann (s. Kapitel 4.3), liegt die Vermutung nahe, dass eine Verschlechterung des Widerstands zwischen adiabater Zone und Kondensatorwand zum Bruch des linearen Verhaltens von $\Delta T_{ad,KW}(\dot{Q}_{WR})$ führt. Für solare Wärmerohre, deren Kondensatorfläche verhältnismäßig klein (vgl. Kapitel 1.2) und unter horizontaler Ausrichtung aufgrund des Sumpfes weiter reduziert ist, sollte bei einer Wahl dieses Leistungsgrenzkriteriums folglich immer auch die Linearität von Temperaturdifferenz zwischen adiabater Zone und Kondensator oder Kühlwasser in Abhängigkeit der Leistung in die Analyse mit einbezogen werden.

Zudem zeigt das Beispiel, dass dieses Leistungsgrenzkriterium bei Auftragung der sekundären Messgrößen alleine nicht genügt, um Betriebsgrenzen des Wärmerohrs zu detektieren, die wie bei den

³⁶ Anmerkung: Auch im linearen Bereich gelten nur wenige Messpunkte der Vortests V1 und V2 im Rahmen der Messunsicherheitsbetrachtung als auswertbar (ausgefüllte Symbole, s. Kapitel 4.5.2 und Anhang B). Grund hierfür ist eine erhöhte Instationarität der Kühlwassereintrittstemperatur, deren Maximum während der beiden Vortests bei $|K_{stat,T_{KW,ein}}| = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ K/s}$ liegt. Die maximale Messabweichung beträgt damit ca. 1 Watt (s. Kapitel A.4), so dass die Messergebnisse als verwendbar für eine Beurteilung des Leistungsgrenzkriteriums eingestuft werden. Eine Optimierung der Stationarität der Kühlwassereintrittstemperatur war Bestandteil der Vortests.

Referenztests R1 und R2 mit lokal begrenzten, kurzen Temperaturanstiegen einhergehen (s. beispielsweise Abbildung C-2 (Mitte) des Referenztests R2 (Messung 30_0A_50) in Anhang C.1). Auch werden bei Auftragung der sekundären Messgrößen Schwankungen in Temperatur oder Leistung vernachlässigt, die außerhalb des Auswertebereichs der sekundären Messgrößen liegen. Eine Vergrößerung des Auswertebereichs kann die Wahrscheinlichkeit einer Detektion von Anomalitäten erhöhen, ihren Einfluss auf das Ergebnis aufgrund der Mittelwertbildung aber auch verringern. Das Kriterium kann damit einen deutlich anderen Leistungsgrenzwert liefern als zum Beispiel ein durch Erreichen einer Maximaltemperatur definierter Wert.

Die Auftragung der thermischen Widerstände beinhaltet dieselbe Information wie die Auftragung der Messgrößen $\Delta T_{WR}(\dot{Q}_{WR})$, wobei der Bruch der Linearität von der $\Delta T_{WR}(\dot{Q}_{WR})$ mit einer plötzlichen Änderung des thermischen Widerstands $R_{WR}(\dot{Q}_{WR})$ korrespondiert.

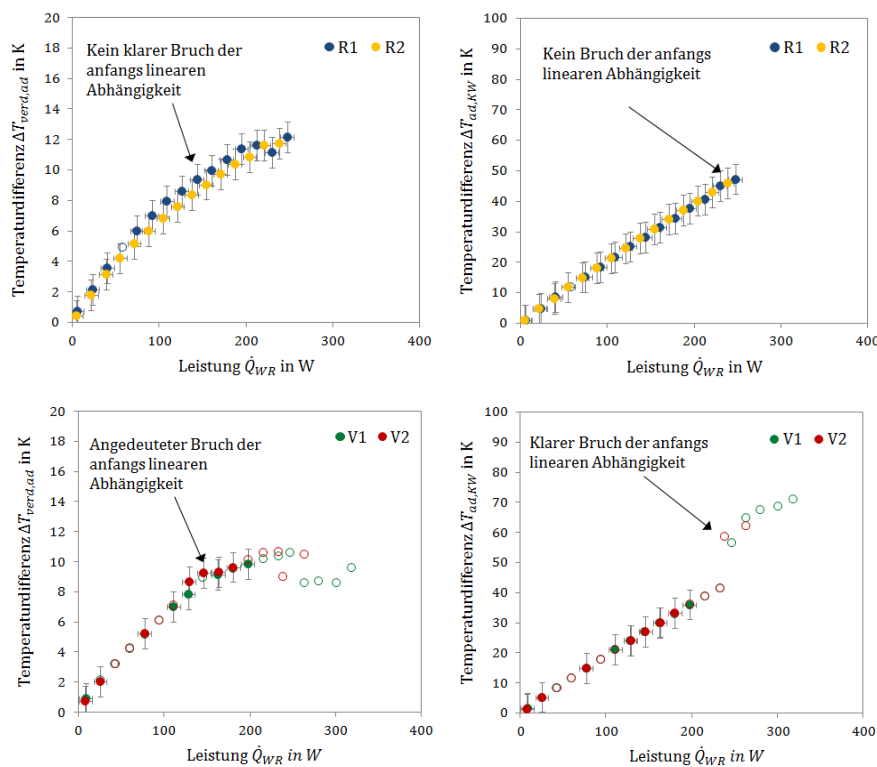


Abbildung 5-7: Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und adiabater Zone (links) und adiabater Zone und Kühlwasser (rechts) in Abhängigkeit des übertragenen Wärmestroms für Referenztest R1 und R2 (oben) und Vortest V1 und V2 (unten) mit und ohne Bruch der Linearität.

Definition über visuelle und akustische Analysen

Eine visuelle Beurteilung des Wärmerohrbetriebs erfolgt in der Arbeit nicht. Ein entsprechendes Leistungsgrenzkriterium kann der Analyse und Optimierung dienliche Einblicke in den Wärmerohrbetrieb liefern, wird jedoch als wenig anwendungsrelevant eingestuft. Einem akustischen Kriterium kann hinsichtlich der Anwendung des Wärmerohrs in Fassadenkollektoren dagegen ein höherer Stellenwert zukommen. Eine Geräuschentwicklung wurde in den Stufentests mehrfach registriert, jedoch nicht kontinuierlich detektiert, so dass in der Arbeit keine Auswertung erfolgt.

Zusammenfassung

Die Diskussion der in der Literatur genannten Leistungsgrenzkriterien anhand ausgewählter Beispielmessungen zeigt, dass die Bestimmung der Leistungsgrenzen von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons mit einem großen Interpretationsspielraum einhergeht. Bei Wahl eines Leistungsgrenzkriteriums, das auf der Detektion von Temperaturphänomenen beruht, besteht eine große Abhängigkeit von der Sensorposition, die folglich immer als Teil der Definition zu betrachten ist. Mit der gängigen Leistungsgrenzdefinition anhand eines Temperaturanstiegs werden unterschiedliche Ausprägungen (temporäre Temperaturspitzen, temporäres Abheben, kontinuierliches Abheben) unter einer Größe vereint, was die Analyse physikalischer Zusammenhänge und eine darauf aufbauende Auslegung der Thermosiphons erschwert. Die Definition anhand der Detektion von „offensichtlichen“ Temperaturschwankungen erscheint für die Analyse von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons ungeeignet, da Instationaritäten verschiedenster Ausprägung zu verzeichnen sind, die bei geringer Ausprägung den Wärmerohrbetrieb zudem nicht merklich negativ beeinflussen. Eine Definition der Leistungsgrenze über das Erreichen einer maximal auftretenden Temperatur stellt ein objektives Kriterium dar. Durch die Wahl einer systemrelevanten Maximaltemperatur kann ein wichtiger Bezug zur Anwendung geschaffen werden. Eine Analyse physikalischer Zusammenhänge ist auf Basis dieser Definition jedoch nicht möglich. Das Verknüpfen der Leistungsgrenze mit der Stagnation oder dem Zusammenbruch der Übertragungsleistung ist in der Arbeit aufgrund der Temperaturbegrenzung des Testaufbaus nicht anwendbar. Liegen die Temperaturgrenzen im späteren Anwendungsfall deutlich niedriger, ist die Praktikabilität der Definition für die Bewertung der Eignung der Wärmerohre zudem eingeschränkt. Bei Definition der Leistungsgrenze über den Bruch des linearen Verhaltens einer Temperaturdifferenz entlang des Wärmerohrs in Abhängigkeit der Leistung ist für solare Wärmerohre die Temperaturdifferenz über den Kondensator mit in die Analyse einzubeziehen. Bei Verwendung der primären Messgrößen besteht in der Arbeit die Gefahr einer Fehlinterpretation aufgrund von Messfehlern. Bei Auftragung der sekundären Messgrößen werden nicht alle Temperatur- oder Leistungsphänomene erfasst. Ein auf akustischen Signalen beruhendes Leistungsgrenzkriterium wird in der Arbeit nicht tiefer analysiert, aufgrund des häufigen Auftretens von Geräuschen während der Stufentests jedoch als relevant für die Bewertung der Wärmerohre hinsichtlich ihres Einsatzes im Fassadenkollektor eingestuft.

Fazit

In der Arbeit soll die Teilfrage beantwortet werden, welche Definition der Leistungsgrenze für solare Wärmerohre im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung zu wählen ist, um eine für die Analyse und Bewertung der Wärmerohre hinsichtlich ihres Einsatzes im Fassadenkollektor geeignete Datenlage zu schaffen. Keines der diskutierten Leistungsgrenzkriterien scheint für die Analyse und eine spätere – nicht innerhalb der Arbeit durchzuführende – optimierte Auslegung der Wärmerohre alleinstehend geeignet. Eine Unterteilung in „untere“ und „obere“ Leistungsgrenze, wie in der Literatur teilweise praktiziert (s. Kapitel 2.2), könnte eine differenziertere Betrachtung erlauben. Sie erscheint aufgrund der unterschiedlichen auftretenden Temperaturphänomene aber nicht ausreichend, um das breite Grenzbetriebsverhalten von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons zu be-

schreiben. Es wird deshalb vorgeschlagen, das Betriebsverhalten von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons nicht anhand einer fix definierten Leistungsgrenze bzw. Leistungsgrenzkennlinie, sondern anhand von Temperaturphänomen-Karten zu analysieren und zu diskutieren. Entsprechend wird in der weiteren Arbeit verfahren. Eine Methode der Analyse des Grenzbetriebsverhaltens anhand von Phänomenkarten wird im Kapitel 5.1.3 eingeführt.

5.1.2 Messmethode zur Bestimmung der Leistungsgrenze

Neben der Definition der Leistungsgrenze soll in der Arbeit auch die Frage geklärt werden, welche Messmethodik sich zur Bestimmung der Leistungsgrenze für solare Wärmerohre im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung eignet. Am Beispiel des Test-Thermosiphons TS30 werden für eine Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Neigungswinkel von 0° und von +0,5° die Stufentest-Methode, die dynamische Methode und die sequenzielle Testmethode zur Bestimmung der Leistungsgrenze bzw. des Grenzbetriebsverhaltens von Zwei-Phasen-Thermosiphons um die Horizontale verglichen. Die Fahrweise aller drei Testmethoden ist in Kapitel 4.4.1 beschrieben. Je Winkel und Messmethode werden zwei bis drei Durchläufe gefahren. Die Zeitverläufe ausgewählter Durchläufe sind für 0° Neigung in Abbildung 5-8 und für +0,5° Neigung in Abbildung 5-9 gegeben. Die Zeitverläufe aller Durchläufe sind im Anhang D gegeben.

Abbildung 5-8 zeigt einen Vergleich der Zeitverläufe der drei Testmethoden bei horizontaler Ausrichtung. Wie der Abbildung entnommen werden kann, kommt es bei einer Neigung von 0° bei allen drei Messmethoden zum Auftreten von Temperaturspitzen bzw. eines plötzlichen Temperaturanstiegs. Die weiteren Durchläufe in Anhang D zeichnen ein entsprechendes Bild. Das auftretende Leistungsgrenzphänomen ist unabhängig von der Messmethode reproduzierbar. Ein anderes Bild zeigt sich für einen Vergleich der drei Messmethoden bei einer Neigung von +0,5° in Abbildung 5-9. Während der Zeitverlauf im Stufentest deutlich detektierbare Temperaturanstiege bei Leistungen unter 100 W_{el} aufweist (Abbildung 5-9 oben), sind diese bei der dynamischen Messmethode (Abbildung 5-9 Mitte) nur gedämpft zu beobachten. Bei der sequenziellen Methode (Abbildung 5-9 unten) werden solche geringe Leistungen nicht angefahren; entsprechende Instationaritäten sind folglich nicht zu beobachten. Wird die Leistungsgrenze über „offensichtliche Instationaritäten der Temperatur“ definiert, kann die Anwendung unterschiedlicher Testmethoden folglich zu sehr unterschiedlichen Messergebnissen führen. Bei allen drei Methoden und Durchgängen der Messung bei +0,5° erfolgt die Beendigung des Tests über die Hardware-Abschaltung (s. Kapitel 4.4.1). Eine über Temperaturpeaks oder einen Leistungseinbruch definierte Leistungsgrenze wird nicht erreicht.

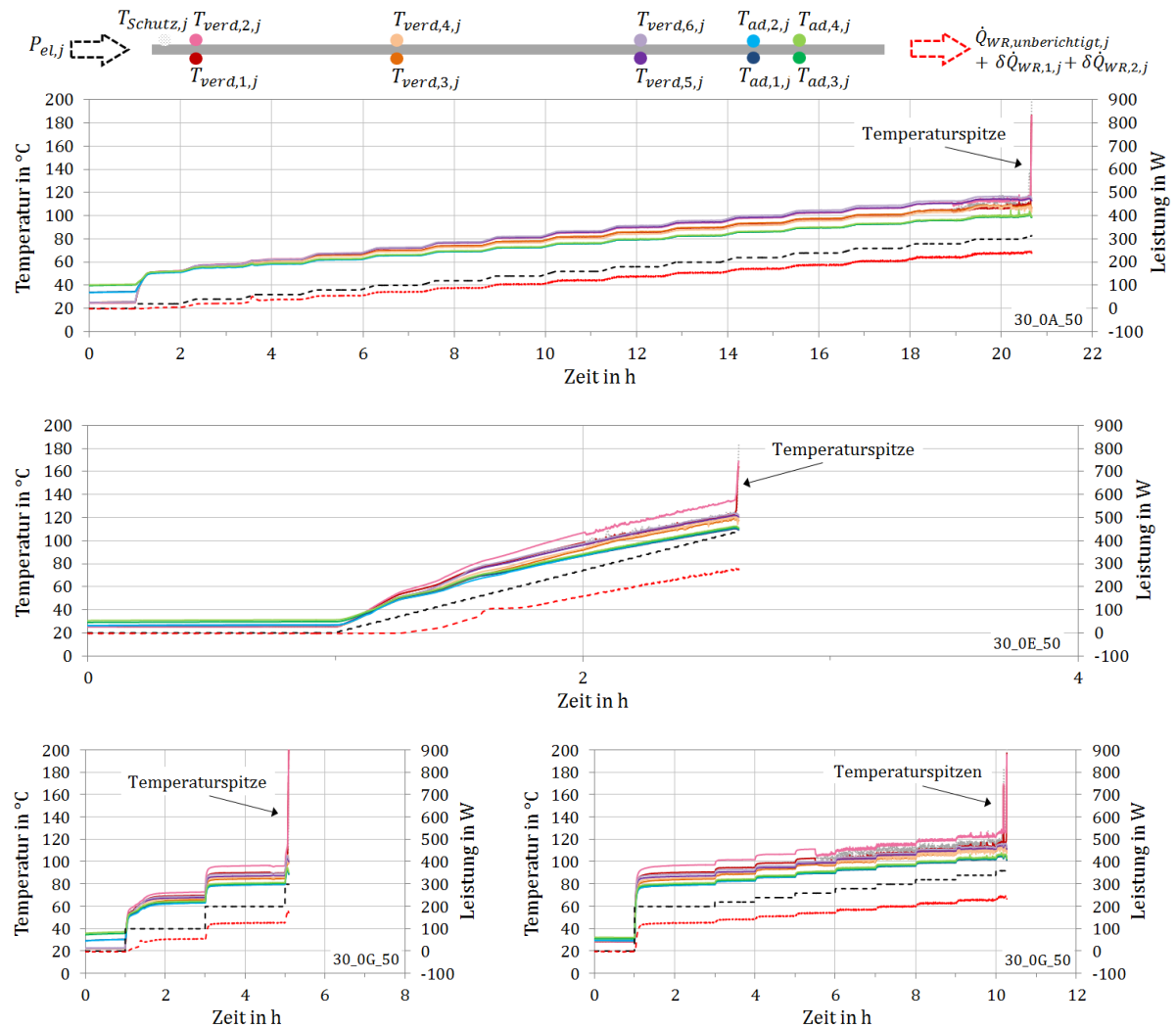


Abbildung 5-8: Zeitverlauf des Leistungsgrenzttests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C in Abhängigkeit der Fahrweise: Stufentestmethode (oben), dynamische Testmethode (Mitte), sequenzielle Methode (unten).

Abbildung D-1 im Anhang D zeigt alle drei Durchläufe des Stufentests bei horizontaler Ausrichtung. Es ist eine Streuung des plötzlichen Temperaturanstiegs in der Größenordnung einer elektrischen Leistungsstufe zu beobachten. Auch bei Anwendung der sequenziellen Methode ist eine Streuung des plötzlichen Temperaturanstiegs innerhalb der drei Durchläufe, aber auch innerhalb des ersten und zweiten Testteils zu beobachten. Kommt es im ersten Testteil der Messung 30_0G_50 (s. Abbildung 5-8 unten) kurz nach dem Hochschalten von der 200 W_{el} -Stufe auf die 300 W_{el} -Stufe zu einem plötzlichen Temperaturanstieg, erfolgt der plötzliche Temperaturanstieg im zweiten Testteil nicht – wie erwartet – zwischen der 200 W_{el} - und der 300 W_{el} -Stufe, sondern tritt erst bei der Leistungsstufe von 360 W_{el} ein. Ob der frühe Temperaturpeak im ersten Testteil durch die abrupte Leistungserhöhung um 100 W_{el} hervorgerufen wird oder einer anderweitig bedingten Streuung des Phänomens zuzuordnen ist, ist offen.

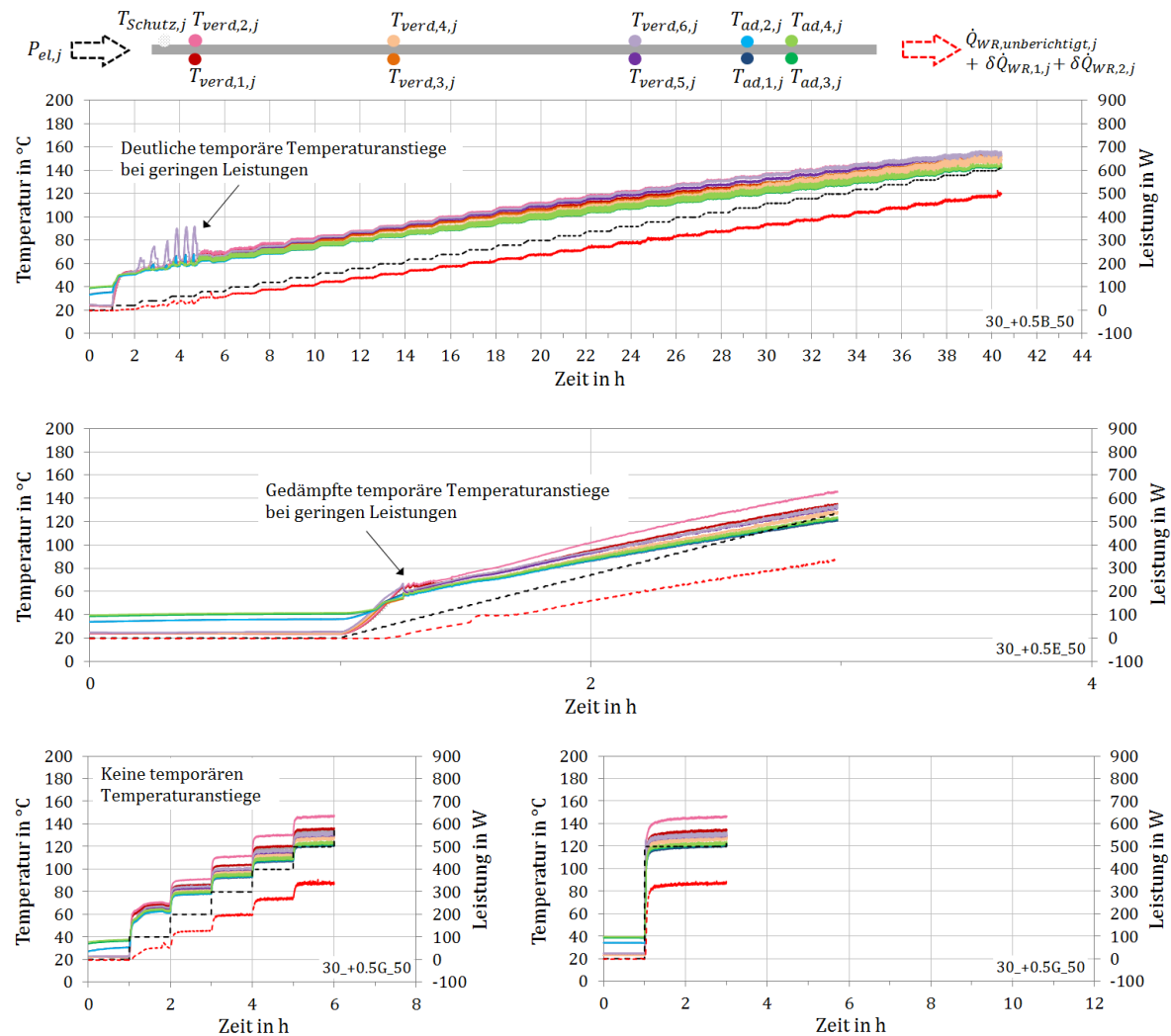


Abbildung 5-9: Zeitverlauf des Leistungsgrenzttests bei einem Neigungswinkel von +0,5° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C in Abhängigkeit der Fahrweise: Stufentestmethode (oben), dynamische Testmethode (Mitte), sequenzielle Methode (unten).

Aufgrund der beobachteten Streuung der Leistungsgrenzphänomene ist die Zuverlässigkeit des sequenziellen Tests aufgrund der großen Stufenhöhe des ersten Testteils zur Bestimmung der Leistungsgrenze horizontal und leicht geneigter Zwei-Phasen-Thermosiphons als eingeschränkt zu bewerten. Prinzipiell sind aufgrund der beobachteten Streuung der Leistungsgrenzphänomene jedoch mit jeder Testmethode Reproduktionsmessungen erforderlich.

Stufentest und sequenzielle Methode ermöglichen prinzipiell durch die schrittweise Erhöhung der Leistung mit Abwarten eines stationären Zustands die Bestimmung der Leistungsgrenze auf Basis stationärer Messdaten, was – abhängig von der Messtechnik – mit einer geringeren Messunsicherheit als bei der dynamischen Methode einhergehen kann. Gleichzeitig führt das Abwarten eines stationären Zustands zu einer im Vergleich zur dynamischen Testmethode deutlich erhöhten Testzeit. Aufgrund des häufig instationären Betriebsverhaltens von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons ist zudem auch beim Stufentest und der sequenziellen Methode nicht immer ein stationäres Temperaturprofil vor Erreichen der Leistungsgrenze zu erwarten. Des Weiteren kann die beobachtete Streuung im Auftreten bestimmter Temperaturphänomene den Anspruch an die Messgenauigkeit reduzieren. Der Vorteil einer möglicherweise geringeren Messunsicherheit von Stufentest und

sequenzieller Methode gegenüber dem Nachteil der deutlich längeren Testzeit im Vergleich zur dynamischen Messmethode ist für den häufig instationären Betrieb von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons demnach in Frage zu stellen.

In dem hier durchgeführten Vergleich der Messmethoden kommt eine dynamische Fahrweise in Anlehnung an die solare Testnorm EN ISO 22975-2:2016 [27] zum Einsatz (s. Kapitel 4.4.1). Es soll nicht unerwähnt bleiben, dass die Fahrweise streng nach solarer Testnorm ebenfalls eine Bestimmung der Leistungsgrenze auf Basis stationärer Werte vorsieht. Dies soll durch eine Rücksetzung der Leistung auf den Wert vor einem plötzlichen Temperaturanstieg bzw. dem Einsetzen offensichtlicher Schwankungen erzielt werden. Eine entsprechende Umsetzung wird aufgrund des sehr schnellen Temperaturanstiegs und des bekannten Hystereseverhaltens von Wärmerohren [5, 88] jedoch als schwierig eingestuft.

Abschließend sei angemerkt, dass – anders als ein Vergleich der auftretenden Leistungsgrenzphänomene – auf Basis der durchgeführten Messungen kein Vergleich der Leistungsgrenzwerte in Abhängigkeit der Messmethode durchgeführt werden kann. Zwar ist Abbildung 5-8 zu entnehmen, dass eine durch Temperaturpeaks definierte Leistungsgrenze bei den durchgeführten Versuchen bei der dynamischen Methode bei horizontaler Ausrichtung bei einer etwas höheren übertragenen Leistung \dot{Q}_{WR} auftritt als bei Stufentest oder sequenzieller Testmethode. Jedoch liegt im Grenzpunkt bei der dynamischen Methode auch eine höhere Temperatur als bei den beiden anderen Testmethoden vor. Um zu bewerten, ob die beiden Leistungsgrenzpunkte auf derselben Leistungsgrenzkennlinie $\dot{Q}_{LG}(T)$ liegen oder nicht, ist ein dichtes und aufgrund der Streuung der Werte mehrfaches Abfahren der Leistungsgrenzkennlinie $\dot{Q}_{LG}(T)$ erforderlich. Ein Vergleich der mit den jeweiligen Methoden erzielten Leistungsgrenzwerte ist folglich nur anhand von Leistungsgrenzkennlinien $\dot{Q}_{LG}(T)$ durchzuführen, die auf Basis hoher Temperaturlösung und Reproduktion erstellt werden müssen.

Um Grenzzustände über das gesamte Betriebsverhalten des Wärmerohrs zu analysieren, wird der Stufentest als geeignete Methode bewertet. Einzelne Temperaturphänomene treten deutlich auf und werden nicht durch die rasche Leistungserhöhung der dynamischen Testmethode gedämpft oder möglicherweise getriggert. Anders als die sequenzielle Testmethode ermöglicht der Stufentest die Analyse eines breiten Betriebsverhaltens einschließlich der Detektion von Instationaritäten bei kleinen Leistungen und Temperaturen. Entsprechend wird für die Erstellung der Temperaturphänomenkarten zur Analyse des Grenzbetriebsverhaltens von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons die Messmethodik der „Stufentests“ vorgeschlagen. Aufgrund der beobachteten Streuung der Leistungsgrenzphänomene sind für eine verlässliche Analyse des Grenzbetriebsverhaltens – vor allem um die Horizontale – immer mehrere Durchläufe des Stufentests erforderlich. Bei begrenzten zeitlichen Ressourcen kann aufgrund der deutlich geringeren Testzeit auch die dynamische Methode in Erwägung gezogen werden. Der Einfluss der raschen Leistungserhöhung auf die Detektierbarkeit der Temperaturphänomene bzw. der gegebenenfalls erhöhten Messunsicherheit bei dynamischer Fahrweise ist im jeweiligen Fall gegenüber dem Vorteil der Zeitersparnis zu prüfen.

5.1.3 Einführung der Phänomenkarten

Wie in Kapitel 5.1.1 ausgeführt, wird für die Analyse des Grenzbetriebsverhaltens von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons aufgrund der Unzulänglichkeit einzelner in der Literatur gegebener Definitionen die Bewertung anhand von Temperaturphänomen-Karten vorgeschlagen. Die in der Arbeit vorgenommene Einteilung der Temperaturphänomene orientiert sich dabei an der Frequenz und Amplitude der Temperaturfluktuationen, dem Grad der Instationarität sowie an aus der Literatur bekannten Phänomenen und ihrer Bewertung. Abbildung 5-10 ist die in der Arbeit angewandte Einteilung der Phänomene mit Visualisierung eines beispielhaften Temperaturverlaufs zu entnehmen. Weitere Beispiele der Zuordnung von Temperaturverläufen zu einem Phänomen sind dem Anhang E zu entnehmen. Für Visualisierungszwecke ist jedem Phänomen eine Farbe zugeordnet.

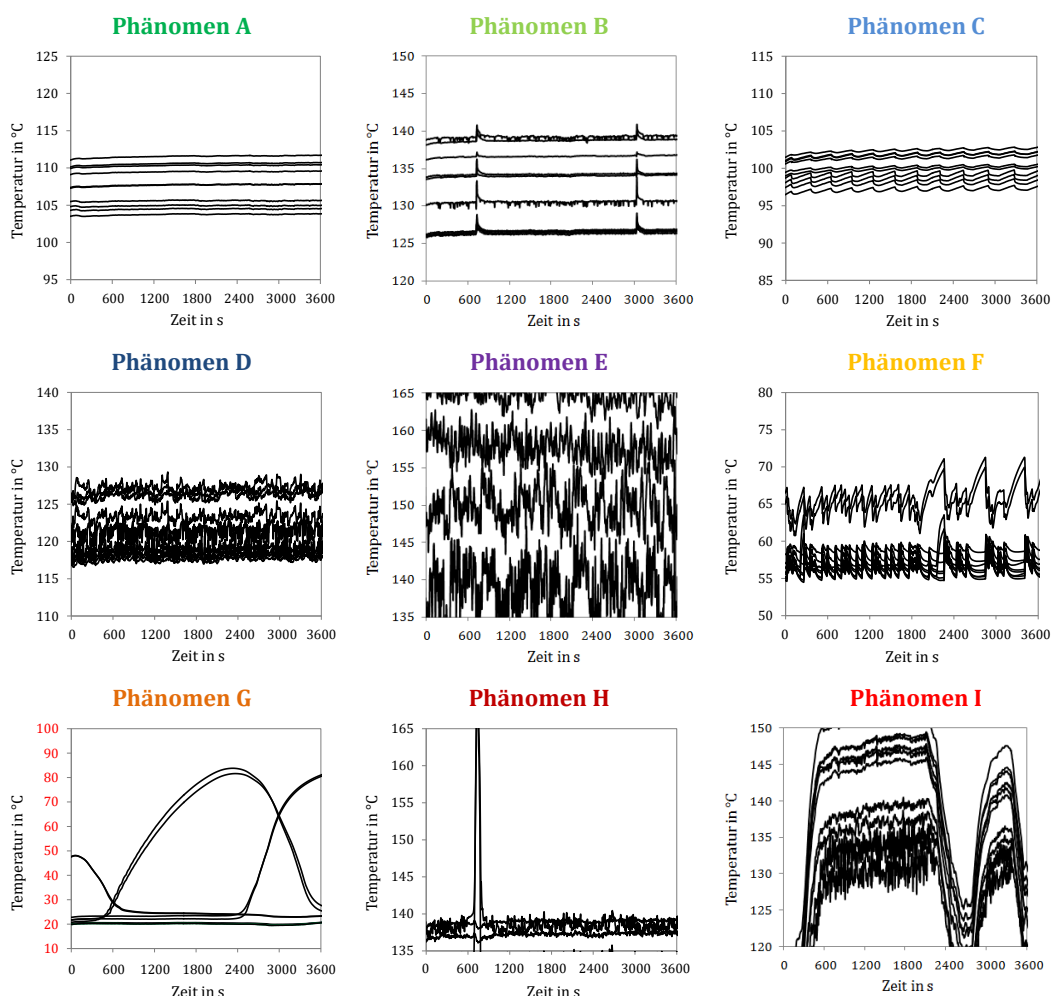


Abbildung 5-10: Einteilung der Temperaturphänomene in Kategorien A bis I mit Beispielverläufen und zugeordneter Farbe für Visualisierungszwecke. (Kategorie G ist in einer von den anderen Kategorien abweichenden Temperaturskala dargestellt.)

Die obere Reihe der Phänomene in Abbildung 5-10 beschreibt Temperaturfluktuationen keiner bis geringer Instationarität. Für Visualisierungszwecke sind die Farben Grün, Hellgrün und Hellblau gewählt. Phänomen A steht für stationäres Verhalten. Phänomen B fasst verschiedenste, leicht instationäre Temperaturverläufe zusammen. Phänomen C beschreibt einen welligen, gleichläufigen Verlauf

der Temperaturen über die Wärmerohrachse. Aus der Literatur ist die „Wellenbildung“ der Temperatur als ein Indiz für eine Wellenbildung der Flüssigkeitsströmung bekannt. Sie wird als ein erstes Anzeichen für die stärker werdenden Scherkräfte zwischen Dampf- und Flüssigphase und eine damit bei weiterer Erhöhung der Leistung möglicherweise einsetzende Wechselwirkung genannt [7, 58]. Von Gross [34]³⁷ wird eine Wellenbildung aber auch als vorteilhaft für den Wärmeübergang erkannt. Durch die Wellenbildung wird die mittlere Dicke des Films reduziert und der Wärmeübergang so verbessert. Die Phänomene A bis C werden als „den Wärmerohrbetrieb nicht maßgeblich negativ beeinflussend“ eingestuft.

Die mittlere Reihe der Phänomene in Abbildung 5-10 beschreibt mäßig instationäres Verhalten, wobei mit den Phänomenen D und E nochmals eine Unterteilung im Grad der Instationarität vorgenommen wird. Es sind die Farben Dunkelblau, Lila und Gelb gewählt. Phänomen F steht für Instationaritäten gegenläufigen Temperaturverhaltens. Aus der Literatur ist ein solches in Abbildung 5-10 für das Phänomen F beispielhaft gezeigtes Temperaturverhalten als Indiz für das Vorhandensein von Gey-sirverdampfung bekannt [45, 60, 67, 89], deren Entstehung bei kleinen Durchmessern begünstigt ist. Sind nicht genügend Keimstellen vorhanden, kommt es bei Überhitzung zur Ausbildung einer großen Dampfblase im Flüssigkeitspool des Verdampfers. Diese dehnt sich schließlich explosionsartig in Richtung Kondensator aus, wobei sie die darüber befindliche Flüssigkeit mitreißt. Ein Zurückfallen der Flüssigkeit in den Verdampferpool schließt den periodischen Vorgang ab [89]. Aufgrund der abrupten Temperatur- und Druckschwankungen können die Phänomene D bis F den Wärmerohrbetrieb auf Dauer negativ beeinflussen. Zudem ist eine Geräuschentwicklung bei abrupten Drucksprüngen möglich. Da in der Arbeit unterschiedliche Ausprägungen der Temperaturschwankungen unter einem Phänomen zusammengefasst werden, ist ein Betrieb des Wärmerohrs bei Vorliegen von Phänomen D bis F in Langzeit- und Geräuschtests zu prüfen.

Die untere Reihe der Phänomene in Abbildung 5-10 beschreibt Temperaturfluktuationen und Änderungen hoher Intensität. Es sind die Farben Orange, Dunkel- und Hellrot gewählt. Phänomen G beschreibt den Anstieg, den Abfall oder die deutliche Erhöhung einer oder mehrerer Temperaturen im Vergleich zum Temperaturniveau des verbleibenden Wärmerohrs. Temperaturpeaks einzelner Temperaturen werden dem Phänomen H zugeordnet. Der Anstieg und Abfall des gesamten Temperaturniveaus des Wärmerohrs wird mit Phänomen I beschrieben. Nach Einschätzung der Autorin sowie der Literatur (s. Kapitel 2.2) stellen die Phänomene Betriebszustände dar, die einen Grenzbetrieb des Wärmerohrs signalisieren bzw. bezüglich eines solchen geprüft werden müssen. Ein Betrieb des Wärmerohrs unter den besagten Phänomenen ist nicht zu empfehlen. Die Temperaturphänomene G, H und I korrespondieren mit der gängigsten Definition der Leistungsgrenze eines Temperaturanstiegs bzw. einer Temperaturerhöhung über die Wärmerohrachse (s. Kapitel 2.2 bzw. 5.1.1).

Es sei angemerkt, dass das Phänomen des Abhebens der Temperatur bzw. des Vorliegens einer erhöhten Temperatur (Phänomen G) – wie bereits in Kapitel 5.1.1 diskutiert – auf unterschiedlichen physikalischen Phänomenen wie Austrocknung, aber auch dem Vorhandensein eines Sumpfes beruhen kann. Das Abheben von Temperaturen entlang der Wärmerohrachse deutet jedoch nicht selten auf ein schweres Fehlverhalten im Wärmerohrbetrieb hin, das nicht ignoriert werden kann. Eine Expertenklä-

³⁷ s. Seite 18 in Quelle [34]

rung, ob ein Grenzbetrieb des Wärmerohrs oder eine harmlose Widerstandserhöhung im Sumpf vorliegt, ist in jedem Fall erforderlich. Aus diesem Grund wird jedes Abhebeverhalten in der Arbeit zunächst dem Temperaturphänomen G zugeordnet und anschließend auf seinen physikalischen Grund analysiert.

In der Arbeit wird – wie in Kapitel 5.1.2 dargelegt – der Stufentest zur Analyse des Betriebs- und Grenzbetriebsverhaltens der Test-Thermosiphons und entsprechend zur Erstellung der Phänomenkarten herangezogen. Jede Stufe der durchgeführten Stufentests wird auf das vorliegende Phänomen hin analysiert. Die Bestimmung der in den Stufen der Stufentests auftretenden Temperaturphänomene erfolgt anhand einer visuellen Bewertung der Zeitverläufe der Stufentests (primäre Messgrößen). Die Zuordnung einer Stufe zu einem Phänomen beruht dabei auf der Betrachtung des gesamten Zeitverlaufs der Messreihe (s. Anhang C) und der Betrachtung der einzelnen Stufen der Dauer von 3600 Sekunden. Bei uneindeutigem Verhalten wird zudem das Auswertintervall der Dauer von 595 Sekunden zur zeitlich höher aufgelösten Bewertung herangezogen. In den Diagrammen der Stufe und des Auswertintervalls ist eine feste Auflösung der Temperaturachsen von 30 Kelvin gegeben. Ausnahmen sind rot gekennzeichnet. Abbildung 5-11 ist eine beispielhafte Zuordnung einer Stufe zu einem Temperaturphänomen zu entnehmen. Es werden nur Stufen bewertet, bei denen die übertragene Leistung \dot{Q}_{WR} größer 10 Watt liegt und damit von einem Betrieb des Wärmerohrs ausgegangen werden kann. Erscheint eine Zuordnung des Temperaturverlaufs einer Stufe zu einem der in der Arbeit definierten Phänomene A bis I nicht eindeutig, wird keine Zuordnung vorgenommen.

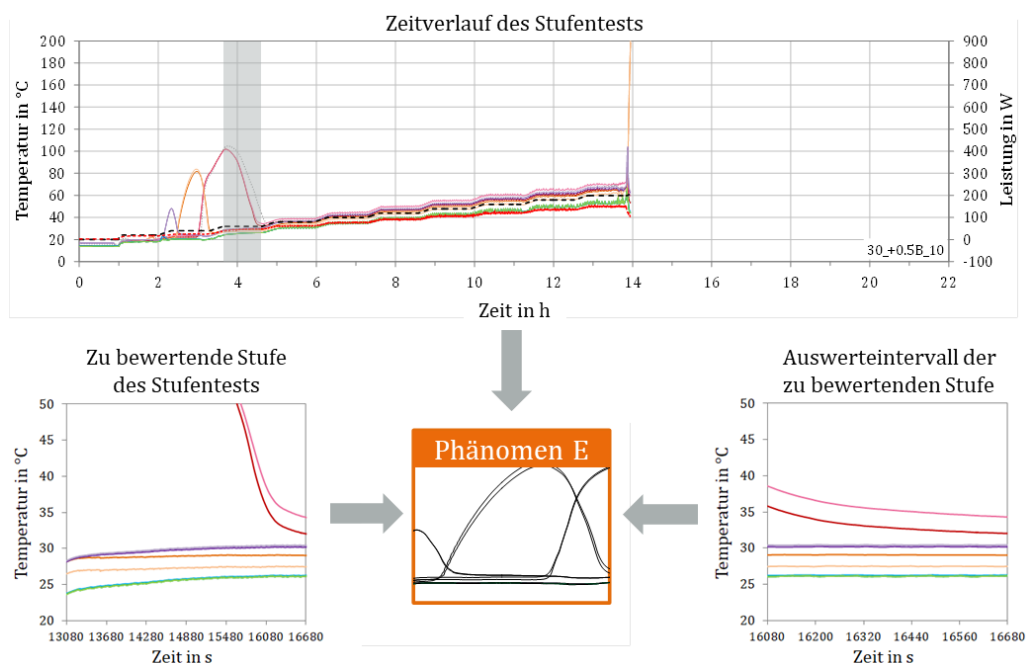


Abbildung 5-11: Beispiel der Zuordnung einer Stufe im Stufentest (im Gesamtzeitverlauf grau hinterlegt) zu einem Phänomen anhand des Zeitverlaufs des gesamten Stufentests (oben), der zu bewertenden Stufe (links unten) und des Auswertintervalls der zu bewertenden Stufe (rechts unten).

Die grafische Darstellung der Phänomene erfolgt in der Arbeit anhand von sogenannten Phänomenkarten auf Basis der sekundären Messgrößen und entsprechenden Hilfswerte (unausgefülltes

Symbol, Informationen s. Kapitel 4.5.2) der Leistung \dot{Q}_{WR} und Temperatur T_{ad} des Wärmerohrs. Diese stellen wichtige Parameter für das Grenzbetriebsverhalten von Wärmerohren dar. In der Darstellung der Phänomenkarte eines Stufentests ist das je Stufe vorliegende Phänomen durch die Farbe des Messpunkts $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ gekennzeichnet. Ein Beispiel für eine Phänomenkarte ist in Abbildung 5-12 gegeben. Erscheint eine eindeutige Zuordnung eines Messpunkts zu einem Phänomen nicht möglich, wird der jeweilige Messpunkt grau dargestellt. Um wichtige Phänomene am Ende einer Messreihe, bei der durch einen Abbruch der letzten Leistungsstufe bei Erreichen der Grenztemperaturen kein Messwert $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ vorliegt, dennoch kenntlich zu machen, wird das Phänomen der letzten Stufe als Kreis um den vorangehenden Messwert dargestellt (s. Abbildung 5-12). Wo sinnvoll, ist der Parametersatz entsprechend der Konvention bei der Darstellung der Zeitverläufe (s. Kapitel 4.5.2) in der Phänomenkarte vermerkt.

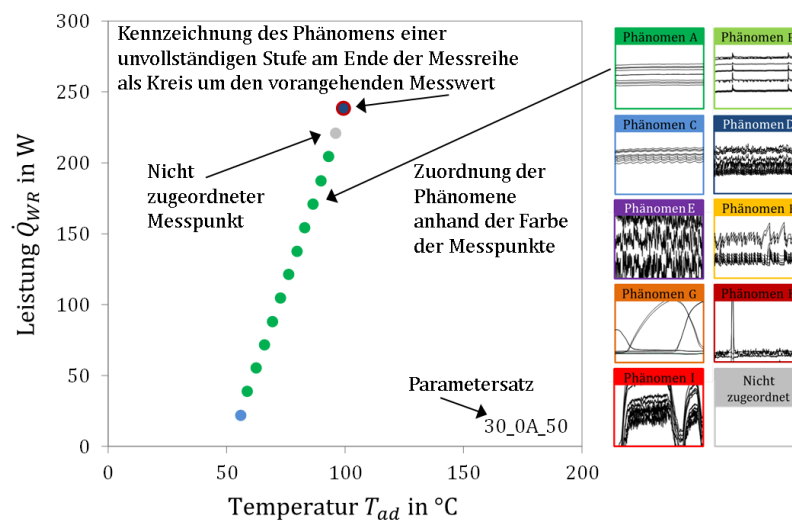


Abbildung 5-12: Beispiel der Darstellung der Phänomene der Stufen eines Stufentests in einer auf den sekundären Messgrößen $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ beruhenden Phänomenkarte.

Es sei darauf hingewiesen, dass die sekundären Messgrößen $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ Stichproben der Stufenwerte darstellen und auf den primären Messgrößen der letzten 120 Messpunkte einer Stufe beruhen. Folglich kann es vorkommen, dass sich Phänomene der Phänomenkarten nicht unmittelbar im Wert $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ widerspiegeln (z. B. bei Temperaturpeaks am Anfang einer Stufe). Dennoch stellen Leistung und Temperatur auch in diesen Fällen einen wichtigen Indikator zur Bewertung der Phänomene dar, sodass die Bewertung der Phänomene mithilfe der auf den sekundären Messgrößen $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ beruhenden Phänomenkarten als geeignet betrachtet wird.

Abbildung 5-13 verdeutlicht abschließend den Unterschied zwischen der konventionellen Darstellung der Leistungsgrenzkennlinie im Diagramm $\dot{Q}_{LG}(T_{ad})$ gegenüber der im Kapitel eingeführten Darstellung des Grenzbetriebsverhaltens in den Phänomenkarten. Während jeder Leistungsgrenzpunkt in der konventionellen Leistungsgrenzkennlinie nur dem einen Wertepaar $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ der Stufe des Stufentests entspricht, die als Leistungsgrenze definiert wird (hier die Stufe vor dem permanenten Abheben der Verdampfertemperatur; s. Abbildung 5-13 links), werden in die Phänomenkarten alle Messwerte $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ der Stufen des Stufentests aufgenommen (Abbildung 5-13 rechts). Damit beinhal-

tet die Phänomenkarte Messpunkte des „normalen“ Wärmerohrbetriebs sowie einer Vielzahl von Definitionen der Leistungsgrenze. Im gewählten Beispiel kann aus der Phänomenkarte sowohl ein Leistungsgrenzpunkt bei Definition der Leistungsgrenze nach „Phänomen C“ als auch nach „Phänomen H“ herausgelesen werden.

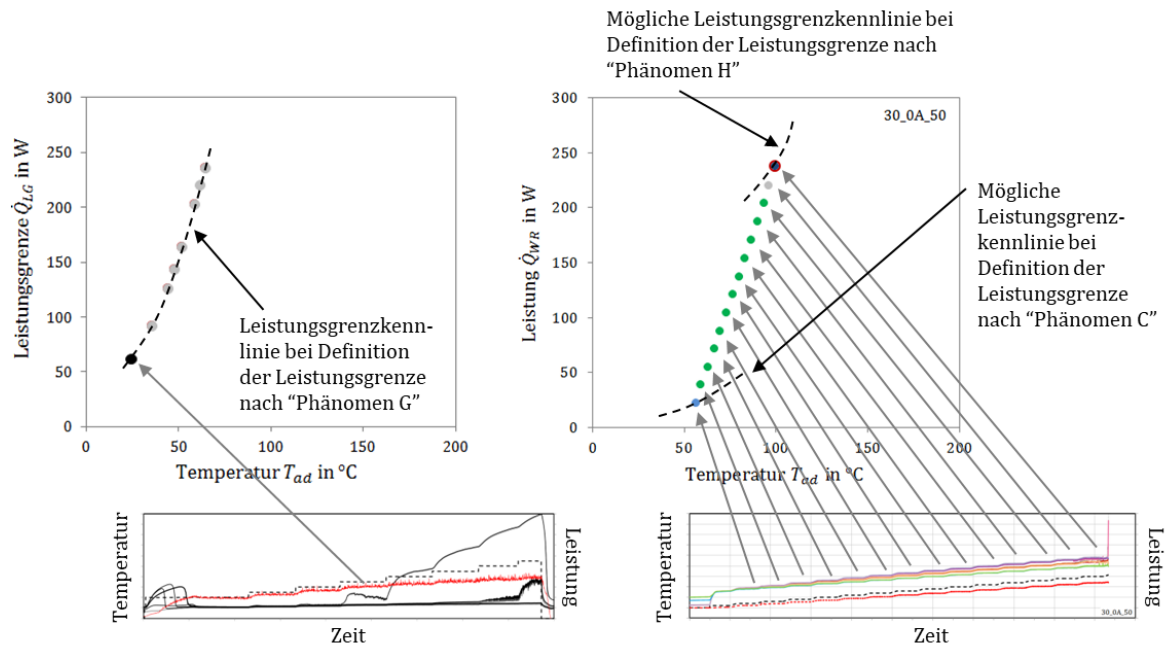


Abbildung 5-13: Vergleich von konventioneller Darstellung der Leistungsgrenze mithilfe einer Leistungsgrenzkennlinie (links) und Darstellung des Grenzbetriebsverhaltens anhand von Phänomenkarten (rechts) bei Anwendung des Stufentests (schematische Darstellung).

5.2 Betriebsverhalten

Forschungsfrage

Welches Betriebsverhalten zeigt ein für die Anwendung im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ vorgesehener solarer Zwei-Phasen-Thermosiphon im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung und ist dieser somit für den Einsatz im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ geeignet?

Antwort zur Forschungsfrage

Die Analyse des Betriebsverhaltens zeigt, dass der thermische Widerstand des Test-Thermosiphons TS30 (Füllgrad 30 %) bei einer Neigung von 0° und +0,5° bei geringen Temperaturen vom erhöhten Widerstand zwischen Verdampfer und adiabater Zone dominiert wird. Für Test-Thermosiphon TS45 (Füllgrad 45 %) wird der thermische Widerstand dagegen bei geringen bis mäßigen Temperaturen für alle gemessenen Winkel zwischen 0° und +10° vom Widerstand zwischen adiabater Zone und Kühlwasser bestimmt. Für TS30 wird in den betreffenden Betriebspunkten eine Austrocknung des Verdampfers, für TS45 eine Teilflutung des Kondensators vermutet. Bei negativer Neigung von -0,5° liegt für beide Test-Thermosiphons eine Austrocknung der Verdampferspitze vor.

Die zur Analyse des Grenzbetriebsverhaltens herangezogenen Temperaturphänomen-Karten zeigen, dass für einen Betrieb bei horizontaler Ausrichtung deutlich mehr Betriebspunkte vorliegen, denen ein stationäres oder nur leicht instationäres Verhalten zugeordnet werden kann, als bei geneigter Ausrichtung. Gleichzeitig treten in horizontaler Ausrichtung jedoch auch häufiger Phänomene höchster Instationarität auf, die den Wärmerohrbetrieb massiv gefährden. Ob eine geringere Leistungsgrenze für horizontale oder leicht geneigte Zwei-Phasen-Thermosiphons erkannt wird, hängt damit von der Definition des Leistungsgrenzphänomens ab.

Auf Grundlage der Analyse des Betriebsverhaltens kann ein horizontaler Betrieb im Testkollektor „Demoflex“ für keinen der beiden getesteten Füllgrade von 30 % und 45 % ohne das Auftreten von den Wärmerohrbetrieb gefährdenden Temperaturphänomenen garantiert werden. Eine positiv geneigte Installation des Wärmerohrs am Absorber ist denkbar. Da diese jedoch mit vermehrten mäßigen Instationaritäten verbunden ist, ist deren Einfluss auf den Betrieb des Wärmerohrs in Dauer- und Geräuschtests zu überprüfen.

5.2.1 Betriebsverhalten unter negativer Neigung

In der Arbeit wird das Betriebsverhalten der Test-Thermosiphons TS30 und TS45 bei einem negativen Winkel von $-0,5^\circ$ mithilfe von Stufentests bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C analysiert. Abbildung 5-14 zeigt beispielhaft den Verlauf der primären Messgrößen für ausgewählte Stufentests beider Test-Thermosiphons. Die Zeitverläufe aller vier bei einem negativen Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ durchgeführten Messungen sind im Anhang C gegeben.

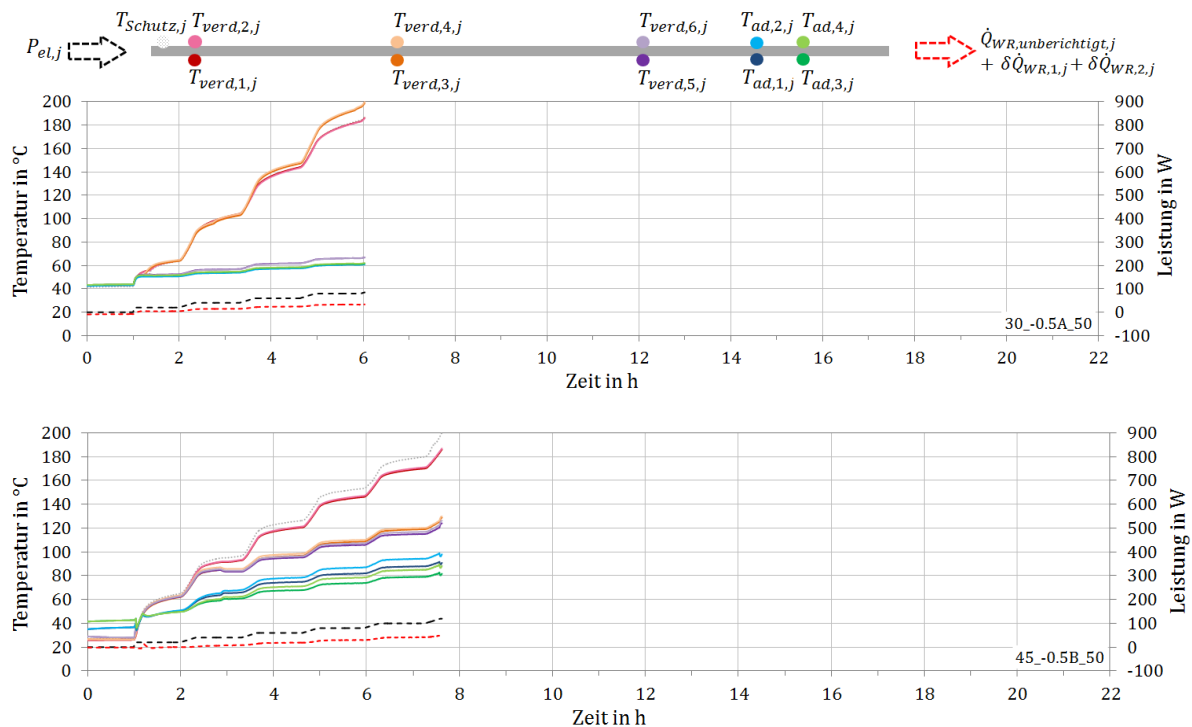


Abbildung 5-14: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten).

Wie Abbildung 5-14 (oben) zu entnehmen ist, kommt es für TS30 ab der ersten Stufe der Leistungsaufprägung zu einem Abheben der Temperaturen an der Verdampferspitze und –mitte ($T_{\text{verd},1}$ bis $T_{\text{verd},4}$), während die Temperaturen am Verdampferende ($T_{\text{verd},5/6}$) und die adiabaten Temperaturen ein stationäres Temperaturprofil aufweisen. Der Temperaturverlauf deutet auf ein Austrocknen der Verdampferspitze hin, während der obere Teil des Wärmerohrverdampfers scheinbar regulär funktioniert. Die bei negativer Neigung aufgrund des Kondensats geringere aktive Kondensatorfläche (vgl. Abbildung 4-2 in Kapitel 4.2) scheint ausreichend, um Wärme an den Kühlkreislauf abzugeben und den Wärmerohrbetrieb bei den gegebenen geringen Leistungen aufrechtzuerhalten.

Der Zeitverlauf des Stufentests für TS45 in Abbildung 5-14 (unten) zeigt ebenfalls ab der ersten Leistungsstufe ein Abheben der Temperaturen auf, wobei zu Beginn alle Verdampfertemperaturen einer steten Temperaturerhöhung folgen. Ab der 40-W_{el} -Stufe sind die Verdampfertemperaturen in der Mitte ($T_{\text{verd},3/4}$) und am Verdampferende ($T_{\text{verd},5/6}$) jedoch keinem kontinuierlichen Anstieg über die Stufe mehr unterworfen. Stattdessen stellt sich innerhalb der Stufe ein hohes, aber stationäres Temperaturprofil ein. Das Temperaturniveau der adiabaten Zone und der Sensoren am Verdampfer-

ende ($T_{verd,5/6}$) liegt deutlich höher als bei Test-Thermosiphon TS30. Das Temperaturniveau der Sensoren in der Verdampfermitte $T_{verd,3/4}$ liegt dagegen deutlich niedriger als bei TS30. Das Temperaturprofil deutet auf einen erhöhten Kondensatorwiderstand aufgrund des bei negativer Neigung und hohem Füllgrad erhöhten Kondensatanteils im Kondensator hin. Eine zusätzliche Austrocknung der Verdampferspitze kann nicht ausgeschlossen werden, die jedoch einen kleineren Teil des Verdampfers betrifft als bei TS30. Wie bei TS30 wird auch von TS45 Wärme an den Kühlkreislauf abgegeben. Das beschriebene Verhalten lässt sich in allen Durchläufen in qualitativ ähnlicher Form beobachten.

Abbildung 5-15 zeigt die thermischen Widerstände der Test-Thermosiphons TS30 und TS45 während der beispielhaft ausgewählten Stufentests bei negativer Neigung. Links ist der Teilwiderstand $R_{verd,ad}$ zwischen Außenwand des Verdampfers und Dampf der adiabaten Zone aufgetragen. Das Diagramm in der Mitte zeigt den Teilwiderstand $R_{ad,KW}$ zwischen Dampf der adiabaten Zone und Kühlwasser. Der Teilwiderstand $R_{ad,KW}$ ist als Reihenschaltung des Widerstands zwischen adiabater Zone und Außenwand des Wärmerohrkondensators sowie dem konvektiven Widerstand zwischen Wärmerohrkondensator und Kühlwasser zu interpretieren. Abbildung 5-15 rechts zeigt den Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ zwischen Wärmerohrverdampfer und Kühlwasser, der sich als Summe der beiden Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ und $R_{ad,KW}$ ergibt. Die beschriebene Darstellung wird in der weiteren Diskussion des Betriebsverhaltens entsprechend beibehalten.

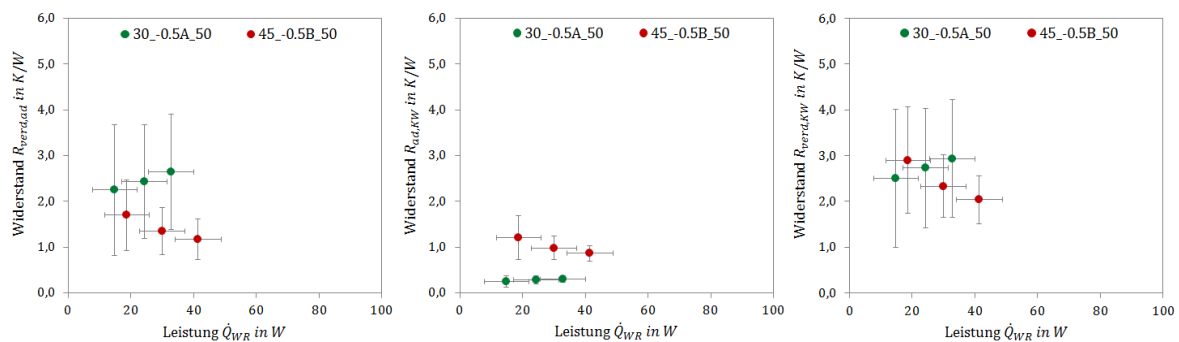


Abbildung 5-15: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Test-Thermosiphon TS30 (grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Die durch die diskreten Messpunkte der Wärmerohrtemperaturen bedingte hohe Messunsicherheit der thermischen Widerstände (s. Kapitel A.6 im Anhang A) in Abbildung 5-15 erlaubt keine durchwegs eindeutige Interpretation. Jedoch bestätigt sich der deutlich erhöhte Widerstand zwischen adiabater Zone und Kühlwasser $R_{ad,KW}$ für TS45 gegenüber TS30 (s. Abbildung 5-15 Mitte). Der Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ liegt für beide Thermosiphons in derselben Größenordnung. Während der Gesamtwiderstand für TS30 deutlich vom Teilwiderstand $R_{verd,ad}$ und folglich der Austrocknung dominiert wird, tragen für TS45 beide Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ und $R_{ad,KW}$ in ähnlicher Größenordnung zum Gesamtwiderstand bei.

Wie in Kapitel 5.1 hergeleitet, soll das Grenzbetriebsverhalten der Test-Thermosiphons aufgrund der Schwierigkeit der eindeutigen Definition der Leistungsgrenze nicht anhand einer festen

Leistungsgrenzkennlinie $\dot{Q}_{LG}(T)$, sondern anhand von Temperaturphänomen-Karten in Abhängigkeit von Leistung und Temperatur diskutiert werden. Die Phänomenkarten der beiden beispielhaften Stufentests bei negativer Neigung aus Abbildung 5-14 sind in Abbildung 5-16 gegeben. Jede Stufe der Messungen wird aufgrund der stark erhöhten Temperaturen an der Verdampferspitze dem Phänomen G (orange Markierung) zugeordnet. Die Phänomenkarten aller in der Arbeit durchgeführten Stufentests bei negativer Neigung können Anhang E entnommen werden. Die auftretenden Temperaturphänomene sind für alle Durchläufe reproduzierbar.

Nach der gängigen Definition der Leistungsgrenze, die diese mit einem Abheben einer Temperatur entlang der Wärmerohrachse verknüpft, arbeiten beide Thermosiphons bei Vorliegen des Phänomens G durchwegs oberhalb der Leistungsgrenze. Da das Vorhandensein eines Sumpfes an der Verdampferspitze bei negativer Neigung ausgeschlossen werden kann, kann das Auftreten des Phänomens G eindeutig einem Fehlverhalten im Betrieb des Wärmerohrs zugeordnet werden. Die für den Einsatz im „Demoflex“ erforderliche maximale Übertragungsleistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$ wird im Test nicht erreicht, da beide Test-Thermosiphons die maximale Temperatur von 200 °C an der Verdampferspitze bereits bei deutlich geringeren Leistungen erreichen. Auf Basis der Analyse der thermischen Widerstände wird – wie bereits dargelegt – vermutet, dass es für TS30 zu einer Austrocknung der Verdampferspitze kommt, während für TS45 eine Kombination aus Austrocknung der Verdampferspitze und Kondensatblockage des Kondensators vorliegt. Es liegt deshalb nahe, dass auch mit einem Füllgrad zwischen 30 % und 45 % kein Betrieb des Testkollektors „Demoflex“ bei einer Wärmerohrneigung von $-0,5^\circ$ möglich ist, bei dem sowohl Wärmerohrverdampfer als auch Wärmerohrkondensator zufriedenstellend funktionieren.

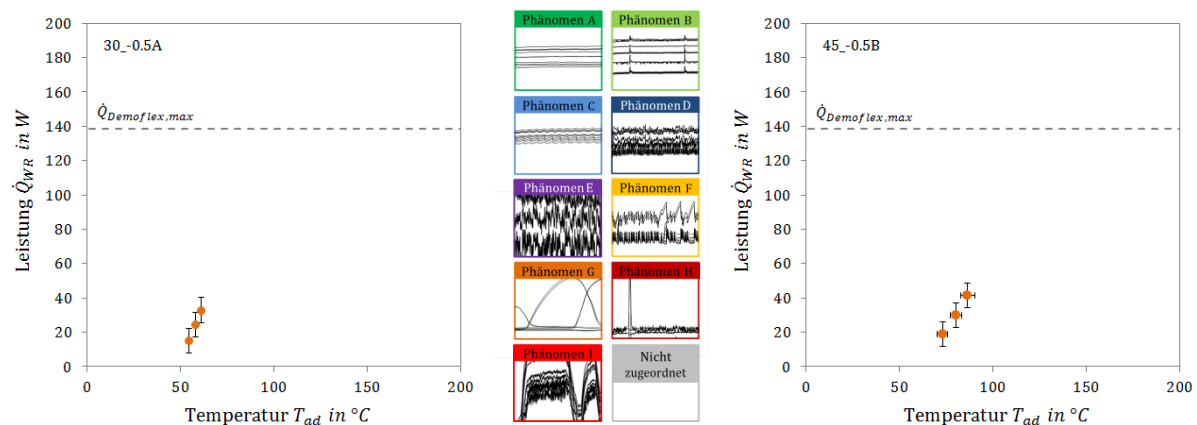


Abbildung 5-16: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ für ausgewählte Durchläufe des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$.

5.2.2 Betriebsverhalten im Horizontalen

In der Arbeit wird das Betriebsverhalten der Test-Thermosiphons TS30 und TS45 unter horizontaler Ausrichtung mithilfe von Stufentests bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C, 50 °C und

90 °C analysiert. Zur besseren Übersichtlichkeit ist das folgende Kapitel in entsprechende Abschnitte nach Kühlwassereintrittstemperatur unterteilt.

Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C

Abbildung 5-17 zeigt beispielhaft den Verlauf der primären Messgrößen für ausgewählte Stufentests beider Test-Thermosiphons bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C. Die Zeitverläufe aller Durchläufe bei horizontaler Ausrichtung und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C sind im Anhang C gegeben.

Wie Abbildung 5-17 (oben) zu entnehmen ist, liegt für Test-Thermosiphon TS30 zu Beginn des Stufentests ein stationäres Temperaturprofil vor. Dies deutet auf einen regulären Betrieb des Wärmerohrs hin. Beim Übergang zur 40-W_{el}-Stufe kommt es zu einem Anstieg der Temperaturen an der Verdampferspitze $T_{verd,1/2}$, der sich kontinuierlich über den Stufentest entwickelt. Für Test-Thermosiphon TS45 ist ein solcher Anstieg einzelner Verdampfertemperaturen in Abbildung 5-17 (unten) nicht zu beobachten. Stattdessen kommt es während des Tests im Laufe der 160-W_{el}-Stufe zu einem plötzlichen Anstieg des Temperaturniveaus aller Sensoren. Vor dem Anstieg liegt ein nahezu regulärer Wärmerohrbetrieb vor, der sich durch ein stationäres oder nur leicht instationäres Verhalten auszeichnet. Nach dem Anstieg ist der Verlauf durch ein stark instationäres Temperaturverhalten geprägt. Das beschriebene Verhalten lässt sich in allen Durchläufen in qualitativ ähnlicher Form beobachten.

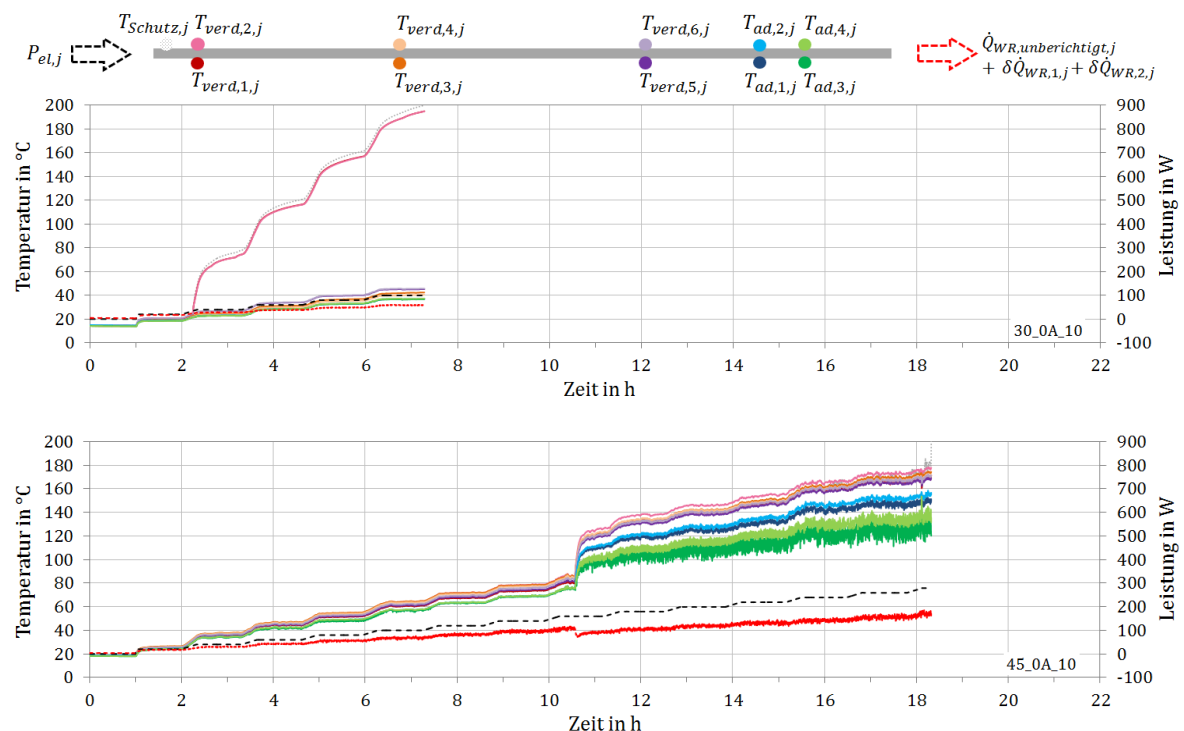


Abbildung 5-17: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (unten).

Das Abheben der Verdampfertemperaturen von TS30 nach zu Beginn regulärem Wärmerohrbetrieb deutet auf ein Austrocknen der Verdampferspitze mit zunehmender Leistung hin. Ein vergleichbares Phänomen ist bei den Stufentests höherer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C und 90 °C

nicht zu beobachten (s. nächste Abschnitte im gegenwärtigen Kapitel). Um einen bei 10 °C gegenüber den Messungen bei 50 °C und 90 °C Kühlwassereintrittstemperatur verringerten Neigungswinkel als Ursache für das unterschiedliche Verhalten auszuschließen, wird der Neigungswinkel im Folgenden näher betrachtet. Da die zeitliche Abfolge der Stufentests eines eingestellten Neigungswinkels bei 10 °C, 50 °C und 90 °C variiert und der Neigungswinkel zwischen den Messreihen B und B' zudem nicht neu eingestellt wird, kann eine rein mechanisch bedingte Verringerung des Neigungswinkels über die Zeit als Ursache der Austrocknung bei den 10 °C-Messungen ausgeschlossen werden. Ein thermisch-mechanischer Einfluss der Kühlwassertemperatur auf den Neigungswinkel wird geprüft, da die Schläuche des Kühlwassers nahe der Stellmechanik der optischen Platte geführt werden. Tabelle 5-1 zeigt die gemessenen Neigungswinkel für die Stufentests bei horizontaler Ausrichtung in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur. Um zufällige Einflüsse und einen gegebenen Einfluss der elektromagnetischen Strahlung des Heizbands auf den Neigungswinkelsensor zu verringern, wird der Neigungswinkel als Mittelwert der letzten 120 Messpunkte der 0-W_{el}-Stufe bestimmt. Tabelle 5-1 ist zu entnehmen, dass im Rahmen der Messunsicherheit des Neigungswinkels von $\pm 0,037^{\circ}$ ³⁸ kein verringerter Neigungswinkel der 10 °C-Messungen gegenüber den anderen Temperaturen beobachtet werden kann. Ein thermisch-mechanischer Einfluss der Kühlwassertemperatur auf den Neigungswinkel kann im Rahmen der Messunsicherheit weder nachgewiesen noch ausgeschlossen werden.

Tabelle 5-1: Neigungswinkel für Test-Thermosiphon TS30 bei horizontaler Ausrichtung in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur.

		Kühlwassereintrittstemperatur		
		10 °C	50 °C	90 °C
Neigungs- winkel ($\pm 0,037^{\circ}$) für	Durchlauf A	-0,010°	-0,001°	+0,011°
	Durchlauf B	+0,000°	+0,008°	+0,011°
	Durchlauf B'	-0,002°	-0,004°	+0,008°

Auch beim Testkollektor „Demoflex“ können thermische Spannungen auftreten, die eine Veränderung des Wärmerohrneigungswinkels im Bereich der Messunsicherheit oder größer bedingen. Sollte die Austrocknung bei geringer Temperatur der Wärmesenke rein thermisch-mechanische Ursachen haben, ist davon auszugehen, dass dieses Temperaturphänomen auch für einen Betrieb im Testkollektor „Demoflex“ vorliegt und folglich nicht auf die Labortests begrenzt ist.

Neben dem Effekt des Neigungswinkeinflusses kann die Ursache für die Austrocknung der Verdampferspitze auch thermodynamische Gründe haben. Aufgrund der geringen Dichte des Dampfs liegen bei geringen Temperaturen hohe Dampfgeschwindigkeiten vor. Es ist möglich, dass bei horizontaler Ausrichtung die Schwerkraft bei geringen Leistungen und damit Kondensatmengen nicht aus-

³⁸ Die Messunsicherheit von $\pm 0,037^{\circ}$ entspricht der Messunsicherheit des eingestellten Neigungswinkels nach Tabelle 4-8 in Kapitel 4.4.2. Für den hier vorgenommenen Vergleich von Kühlwassereintrittstemperatur und gemessenem Neigungswinkel können im Rahmen des Vergleichs als systematisch zu definierende Einflüsse wie der Einfluss der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle herausfallen (entspricht dem Herausfallen von korrelierten Einflüssen bei Differenzbildung, s. Gleichung (B-4) im Anhang B). Jedoch ist auch für den Fall einer minimal angenommenen Messunsicherheit von $\pm 0,026^{\circ}$ (entspricht der Unsicherheit des Neigungswinkelsensors) im Rahmen der Messunsicherheit keine Aussage über den Einfluss der Kühlwassereintrittstemperatur auf den Neigungswinkel zu treffen.

reicht, um das kondensierte Arbeitsfluid entgegen dem Dampfstrom und den dadurch bedingten Scherkräften bis zur Verdampferspitze zurückzutransportieren. Eine Austrocknung der Verdampferspitze resultiert. Das beschriebene Verhalten entspricht dem Phänomen der Wechselwirkungsgrenze. Auch kann eine Temperaturerhöhung im Verdampfer auf eine Siedekrise und entsprechende Siedegrenze hinweisen, wie beispielsweise von Faghri [30]³⁹ oder Nguyen-Chi & Groll [58] beschrieben. Da bei einem höheren Füllgrad von 45 % in den entsprechenden Betriebspunkten jedoch keine erhöhte Temperatur am Verdampfer vorliegt und der Flüssigkeitspool bei horizontaler Ausrichtung zudem eine geringe Höhe aufweist, wird die Wahrscheinlichkeit der Limitierung des Wärmerohrbetriebs durch die Siedegrenze bei den gegebenen Wärmestromdichten als gering eingeschätzt.

Bei Test-Thermosiphon TS45 wird wie bereits beschrieben ein plötzlicher Anstieg im Temperaturniveau aller Sensoren entlang der Wärmerohrachse mit Übergang zu einem stark instationären Verhalten beobachtet. Der Übergang ist mit einem plötzlichen Absacken der Übertragungsleistung verbunden. Abbildung 5-18 visualisiert das beschriebene Verhalten durch Auftragung der sekundären Messgrößen für Wärmerohrleistung \dot{Q}_{WR} und adiabate Temperatur T_{ad} für alle durchgeführten Durchgänge. Für alle Messungen ist ein deutlicher Sprung der Kennlinie $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ erkennbar.

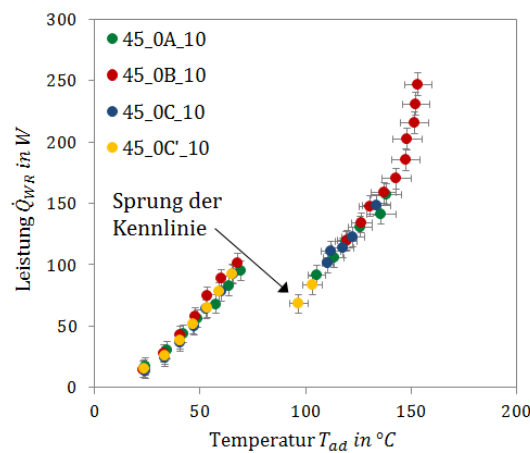


Abbildung 5-18: Übertragene Wärmerohrleistung in Abhängigkeit der adiabaten Temperatur mit Sprung der Kennlinie bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C für Test-Thermosiphon TS45 für alle Durchläufe A bis C'.

Ein Blick auf den Verlauf der thermischen Widerstände aller Stufentestdurchläufe von TS45 ist in Abbildung 5-19 gezeigt. Auf die unterschiedliche Skalierung der y-Achsen ist zu achten. Sowohl für den Widerstand zwischen der Außenwand des Verdampfers und dem Dampf der adiabaten Zone des Wärmerohrs $R_{verd,ad}$ (Abbildung 5-19 links) als auch für den Widerstand zwischen dem Dampf der adiabaten Zone des Wärmerohrs und dem Kühlwasser $R_{ad,KW}$ (Abbildung 5-19 Mitte) ist ein Sprung im Verhalten erkennbar, der jedoch für den Widerstand $R_{ad,KW}$ deutlich ausgeprägter ausfällt. Der Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (Abbildung 5-19 rechts) wird vom Widerstand $R_{ad,KW}$ und dessen Änderung dominiert. Unter der begründeten Annahme (s. Kapitel 4.3), dass keine signifikante Änderung im konvektiven Widerstand zwischen Kondensatorwand und Kühlwasser besteht, kann der Anstieg des

³⁹ s. Seite 397 in Quelle [30]

thermischen Widerstands $R_{ad,KW}$ dem Anstieg des Widerstands zwischen adiabater Zone und Kondensatorwand und damit dem Wärmerohrbetrieb zugeschrieben werden. Aufgrund der Höhe des Sprungs ist davon auszugehen, dass eine deutliche Änderung im Strömungs- oder Kondensationsverhalten zwischen adiabater Zone und Kondensatorwand vorliegt. Es wird die Vermutung geäußert, dass mit dem Sprung im thermischen Widerstand eine teilweise Flutung des Kondensators erfolgt. Ein Zusammenbruch des Wärmerohrbetriebs liegt jedoch nicht vor, sodass eine vollständige Flutung des Kondensators ausgeschlossen wird.

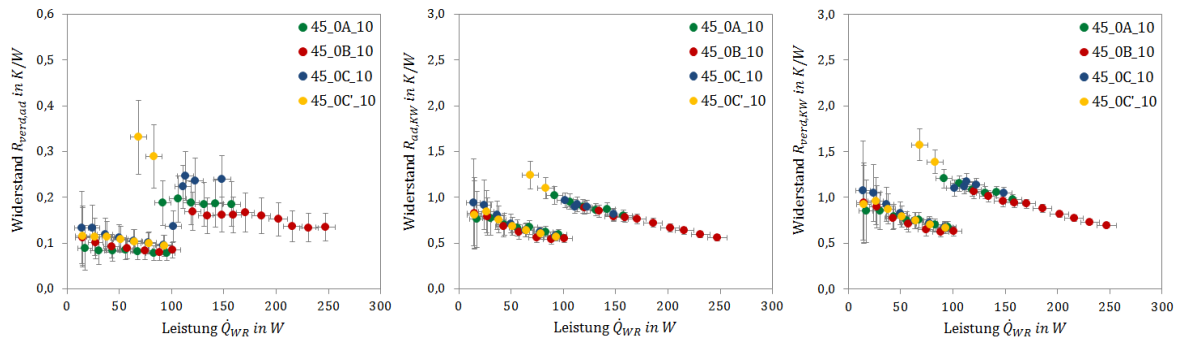


Abbildung 5-19: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C für Test-Thermosiphon TS45: Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Ein Vergleich der thermischen Widerstände der beiden beispielhaft ausgewählten Stufentests aus Abbildung 5-17 ist in Abbildung 5-20 gegeben. Auch hier erlaubt die durch die diskreten Messpunkte der Wärmerohrtemperaturen bedingte hohe Messunsicherheit der Verdampfertemperatur von TS30 (s. Kapitel A.6 im Anhang A) nicht für alle Widerstände eine eindeutige Interpretation. Der Abbildung kann jedoch entnommen werden, dass für die erste Leistungsstufe von 20 W_{el} für beide Test-Thermosiphons ein nahezu identischer Widerstand $R_{verd,ad}$ zwischen Verdampferwand und adiabater Zone vorliegt (s. Abbildung 5-20 links, Messpunkte nahezu hintereinander). Für höhere Leistungen kann im Rahmen der hohen Messunsicherheit von einem zumindest leicht erhöhten Widerstand $R_{verd,ad}$ von TS30 gegenüber TS45 ausgegangen werden, der mit der Austrocknung der Verdampferspitze begründet werden kann. Der thermische Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (Abbildung 5-20 rechts) liegt für TS30 und TS45 in derselben Größenordnung.

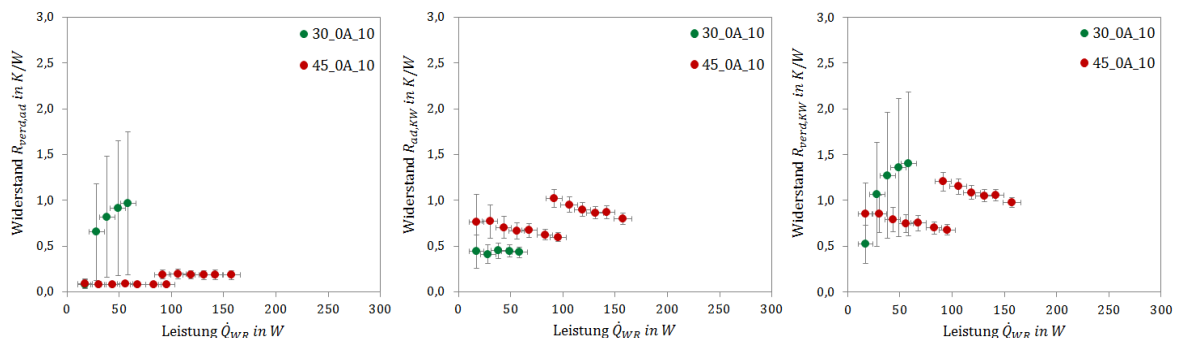


Abbildung 5-20: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C für Test-Thermosiphon TS30 (grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C

Abbildung 5-21 zeigt beispielhaft den Verlauf der primären Messgrößen für drei ausgewählte Stufentests von Test-Thermosiphon TS30 und TS45 bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C. Die Zeitverläufe aller Durchläufe bei horizontaler Ausrichtung und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C sind im Anhang C gegeben.

Wie Abbildung 5-21 (oben) zu entnehmen ist, liegt für Test-Thermosiphon TS30 während großer Teile des Stufentests ein stationäres oder annähernd stationäres Temperaturverhalten vor. Dies deutet auf einen regulären Betrieb des Wärmerohrs hin. Beim Übergang zur 300-W_{el}-Stufe verstärkt sich das instationäre Temperaturverhalten und mündet beim Übergang zur 320-W_{el}-Stufe in einen abrupten Anstieg der Temperatur und damit in einer Abschaltung des Tests. Eine Betrachtung höherer Auflösung zeigt, dass lediglich die Sensoren an der Verdampferspitze dem abrupten Temperaturanstieg unterworfen sind. Alle Durchläufe der Stufentests von Test-Thermosiphon TS30 bei horizontaler Ausrichtung und 50 °C Kühlwassereintrittstemperatur zeigen einen qualitativ ähnlichen Verlauf (s. Anhang C.1).

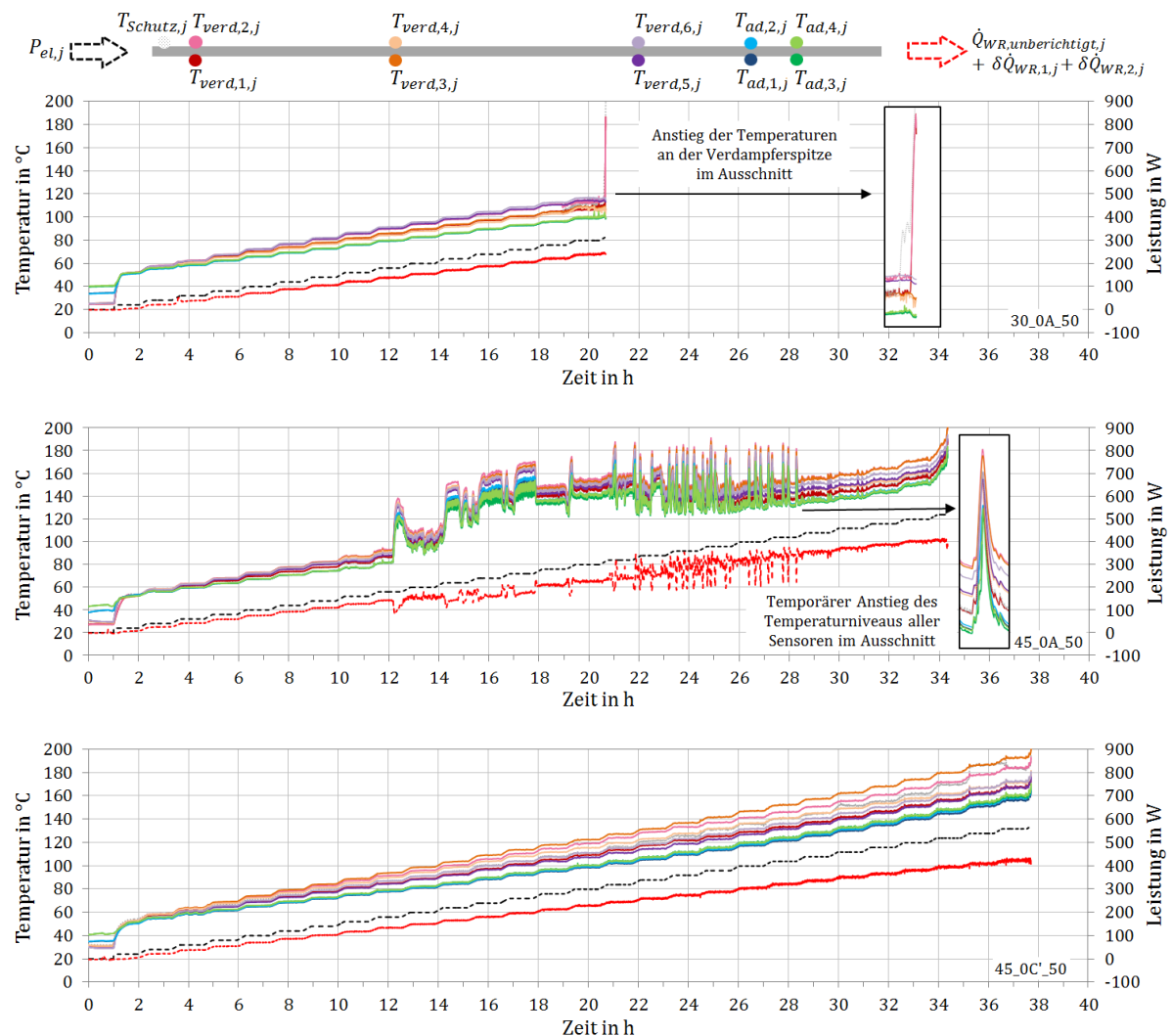


Abbildung 5-21: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (Mitte und unten).

Abbildung 5-21 (Mitte und unten) zeigt zwei ausgewählte Stufentests des Test-Thermosiphons TS45 bei horizontaler Ausrichtung und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C. Es zeigt sich ein stark unterschiedliches Bild des Temperatur- und Leistungsverlaufs. Während Durchlauf A (Mitte) ein stark instationäres Verhalten aufweist, liegt in Durchlauf C' (unten) ein stationäres oder nur leicht instationäres Verhalten vor. Die beiden anderen Durchläufe B und C bewegen sich in ihrem Temperatur- und Leistungsverlauf zwischen diesen beiden ausgewählten Extremfällen (s. Anhang C.2). Im Gegensatz zu TS30, bei dem sich wie beschrieben der Temperaturanstieg auf die Sensoren der Verdampferspitze beschränkt, ist das instationäre Verhalten bei TS45 durch einen Anstieg bzw. Abfall aller Sensoren auf ein anderes Temperaturniveau geprägt, wie ein Ausschnitt in Abbildung 5-21 (Mitte) verdeutlicht. Ein Rückblick auf den Stufentest von TS45 bei 10 °C Kühlwassereintrittstemperatur (s. Abbildung 5-17 unten) offenbart die Ähnlichkeit im Verhalten. Während der Anstieg im Temperaturniveau bei 10 °C jedoch permanent erfolgt, ist die Temperatur bei 50 °C bei Durchlauf A steten Sprüngen zwischen den Niveaus unterworfen.

Ein Vergleich von Übertragungsleistung und Temperaturniveau aller vier Durchläufe von Test-Thermosiphon TS45 bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C ist in Abbildung 5-22 anhand der Auftragung der sekundären Messgrößen (ausgefüllte Symbole, s. Informationen in Kapitel 4.5.2) gegeben. Wie bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (s. Abbildung 5-18) ist für Durchlauf A und B ein Sprung der Kennlinie auf ein höheres Temperaturniveau zu erkennen. Im Gegensatz zu den Messwerten bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C, die bis zum Abschalten des Stufentests dem oberen Temperaturniveau folgen, kehren die Messpunkte bei Durchlauf A und B bei der hier vorliegenden Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für höhere Leistungen wieder auf die Kennlinie des geringeren Temperaturniveaus zurück. Durchlauf C und C' folgen fast durchgehend der Kennlinie des unteren Temperaturniveaus.

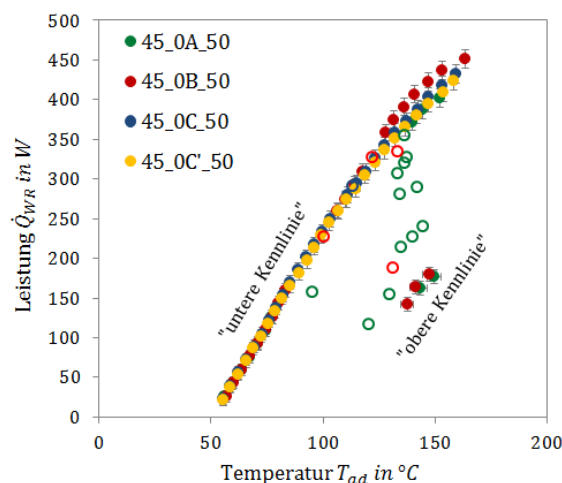


Abbildung 5-22: Übertragene Wärmerohrleistung in Abhängigkeit der adiabaten Temperatur mit Unterscheidung in unteren und oberen Kennlinienverlauf bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Test-Thermosiphon TS45 für alle Durchläufe A bis C'.

Zur erweiterten Interpretation sind zusätzlich zu den sekundären Messgrößen die Hilfswerte (unausgefüllte Symbole, s. Informationen in Kapitel 4.5.2) gegeben, die überwiegend aus

Auswertebereichen resultieren, während derer es zu einem Sprung im Temperaturniveau kommt. Wie Abbildung 5-22 zu entnehmen ist, bewegen sich alle Hilfswerte zwischen den sekundären Messgrößen des unteren und oberen Temperaturniveaus, die als zwei separate, begrenzende Kennlinien interpretiert werden können. Da die Hilfswerte zumeist Mittelwerte der beiden Temperaturniveaus darstellen, ist die Anordnung zwischen den beiden Kennlinien mit der Annahme einer existierenden oberen und unteren Kennlinie konsistent. Das Verhalten kann als das Vorliegen zweier deutlich unterschiedlicher Betriebsmodi gedeutet werden, zwischen denen bei mittlerer Temperatur der Wärmesenke zum Teil häufig gewechselt wird. Die Grundlage dieses Verhaltens wird anhand der Betrachtung der thermischen Widerstände in Abbildung 5-23 analysiert. Auf die unterschiedliche Skalierung der y-Achsen ist zu achten. Wie schon bei 10 °C wird die – hier jedoch zeitweise – Erhöhung des thermischen Gesamtwiderstands $R_{verd,KW}$ (s. Abbildung 5-23 rechts) von einer Erhöhung im Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und der Kondensatorwand dominiert (s. Abbildung 5-23 Mitte). Es wird eine teilweise und temporäre Flutung des Kondensators für Durchlauf A, B und C vermutet.

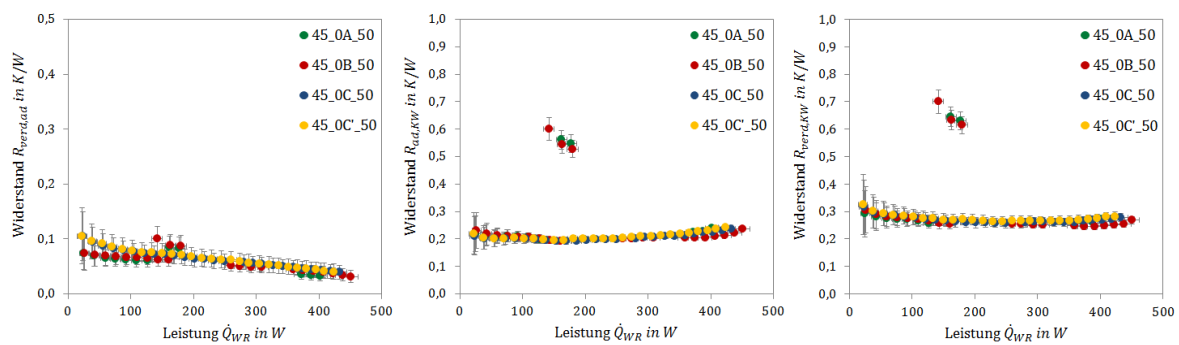


Abbildung 5-23: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für alle Durchläufe von Test-Thermosiphon TS45: Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Das unterschiedlich stationäre bzw. instationäre Verhalten des Test-Thermosiphons TS45 bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C kann verschiedene Ursachen haben. Da Durchlauf A, B, C und C' in der zeitlichen Reihenfolge der Buchstabenabfolge durchgeführt sind und das instationäre Verhalten folglich mit der Zeit abnimmt, kann ein Einfluss der Degradation des Wärmerohrs nicht ausgeschlossen werden. Dies gilt insbesondere, da für Test-Thermosiphon TS45 ein leichter Inertgaseintrag während der Messung im Schnelltest detektiert wird (s. Kapitel 4.4.3), der den Druck im Thermosiphon erhöhen und einer Wechselwirkung der Phasen somit entgegenwirken kann. Neben der Degradation des Wärmerohrs kann auch ein Einfluss des Neigungswinkels nicht ausgeschlossen werden. Tabelle 5-2 gibt die gemessenen Neigungswinkel der Durchläufe A bis C' wieder. Auch hier ist der Neigungswinkel als Mittelwert der letzten 120 Messpunkte der 0- W_{el} -Stufe bestimmt. Zwar sind die ähnlich stationären Durchläufe C und C' unter derselben Neigungswinkeleinstellung vorgenommen. Ein Blick auf Tabelle 5-2 zeigt jedoch, dass die gemessenen Neigungswinkel der Durchläufe im Rahmen der

Messunsicherheit des Neigungswinkels von $\pm 0,037^{40}$ keinen Rückschluss auf einen Zusammenhang zwischen Neigungswinkel und stationärem bzw. instationärem Verhalten der Durchläufe zulassen. Im Rahmen der Arbeit kann folglich nicht geklärt werden, ob das unterschiedliche Verhalten der Durchläufe auf einen nicht messbaren Einfluss des Neigungswinkels, eine Degradation des Wärmerohrs oder anderweitige Einflüsse zurückzuführen ist.

Tabelle 5-2: Neigungswinkel für Test-Thermosiphon TS45 bei horizontaler Ausrichtung und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C in Abhängigkeit des Durchlaufs.

	Neigungswinkel ($\pm 0,037^\circ$)
Durchlauf A	-0,003°
Durchlauf B	+0,010°
Durchlauf C	+0,009°
Durchlauf C'	-0,004°

Ein abschließender Vergleich der thermischen Widerstände der drei beispielhaft ausgewählten Stufentests aus Abbildung 5-21 ist in Abbildung 5-24 gegeben. Für die Messpunkte der „unteren Kennlinie“ ist im Rahmen der Messunsicherheit für keinen der Widerstände ein Einfluss des Füllgrads erkennbar. Für die Messpunkte der „oberen Kennlinie“ liegt für TS45 ein deutlich erhöhter Teilwiderstand $R_{ad,KW}$ (Abbildung 5-24 Mitte) bzw. Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (Abbildung 5-24 rechts) vor. Könnte ein Wechsel des Wärmerohrs TS45 auf die „obere Kennlinie“ verhindert werden, wäre der Einfluss des Füllgrads folglich vernachlässigbar.

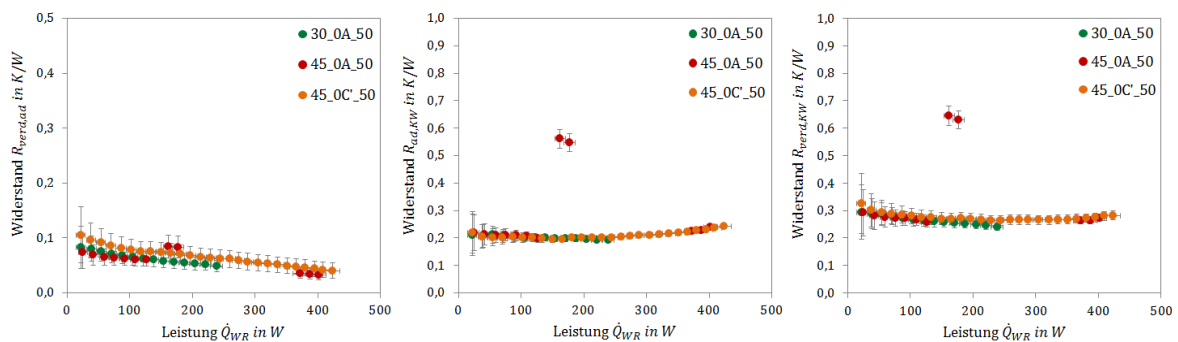


Abbildung 5-24: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot und orange): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

⁴⁰ Die Messunsicherheit von $\pm 0,037^\circ$ entspricht der Messunsicherheit des eingestellten Neigungswinkels nach Tabelle 4-8 in Kapitel 4.4.2. Für den hier vorgenommenen Vergleich des in verschiedenen Durchläufen gemessenen Neigungswinkels können im Rahmen des Vergleichs als systematisch zu definierende Einflüsse wie der Einfluss der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle herausfallen (entspricht dem Herausfallen von korrelierten Einflüssen bei Differenzbildung, s. Gleichung (B-4) im Anhang B). Jedoch ist auch für den Fall einer minimal angenommenen Messunsicherheit von $\pm 0,026^\circ$ (entspricht der Unsicherheit des Neigungswinkelsensors) im Rahmen der Messunsicherheit keine Aussage über den Einfluss des gemessenen Neigungswinkels auf die Stationarität des jeweiligen Durchlaufs zu treffen.

Kühlwassereintrittstemperatur von 90 °C

Die Darstellung zweier beispielhaft ausgewählter Stufentests von Test-Thermosiphon TS30 und TS45 bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 90 °C sind Abbildung 5-25 zu entnehmen. Beide Stufentests zeichnen sich durch ein überwiegend stationäres oder leicht instationäres Verhalten aus.

Für Test-Thermosiphon TS30 kommt es wie bei 50 °C auch bei 90 °C zu einem plötzlichen Anstieg der Temperaturen an der Verdampferspitze, was zum Abschalten des Tests führt (s. Abbildung 5-25 oben). Der Verlauf ist qualitativ für alle Durchläufe reproduzierbar (s. Anhang C.1).

Im Gegensatz zu TS30 sowie den Messungen von TS45 bei 10 °C und 50 °C kommt es bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 90 °C für TS45 in keinem der Durchläufe zu einem abrupten Temperaturanstieg. Ein beispielhafter Durchlauf ist in Abbildung 5-25 (unten) gegeben. Stattdessen ist die Messung durch ein vor allem bei höheren Temperaturen und Leistungen verhältnismäßig stationäres Verhalten geprägt. Der beschriebene Verlauf ist für alle Durchläufe qualitativ reproduzierbar (s. Anhang C.2).

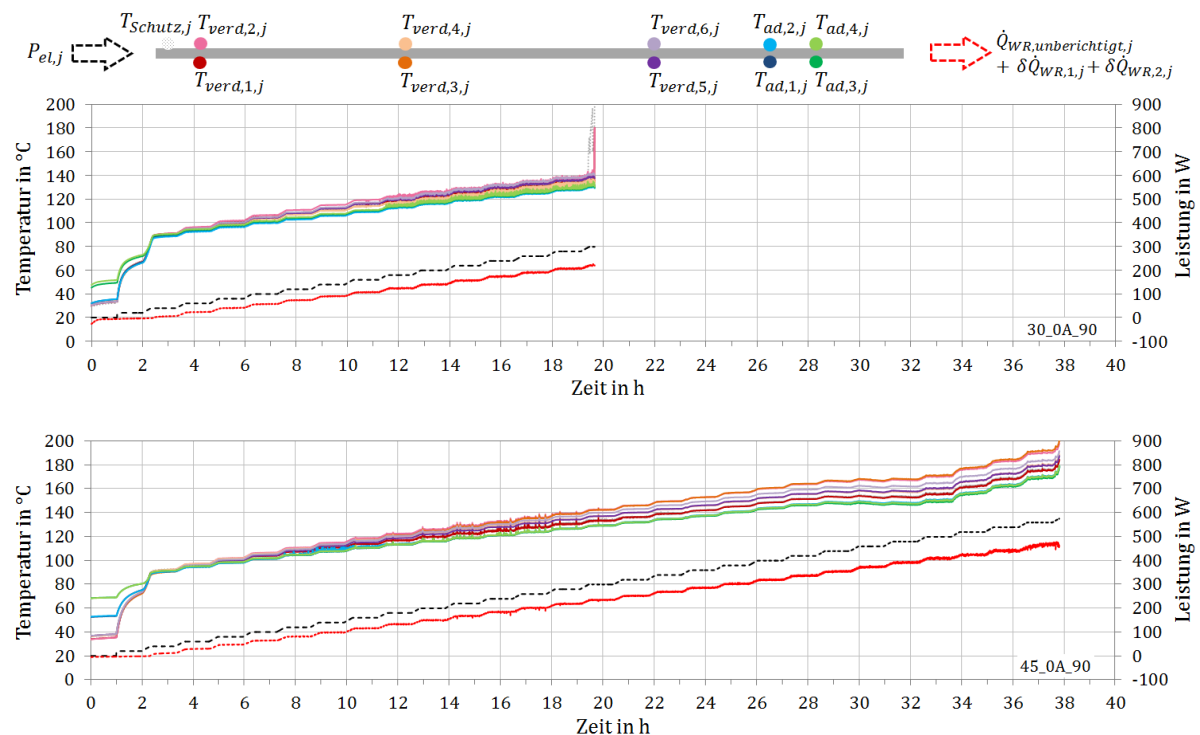


Abbildung 5-25: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (unten) bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 90 °C.

Ein Vergleich der thermischen Widerstände der zwei beispielhaft ausgewählten Stufentests aus Abbildung 5-25 ist in Abbildung 5-26 gegeben. Im Rahmen der Messunsicherheit ist für keinen der Widerstände ein Einfluss des Füllgrads erkennbar. Der Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ wird für beide Test-Thermosiphons vom Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem Kühlwasser dominiert.

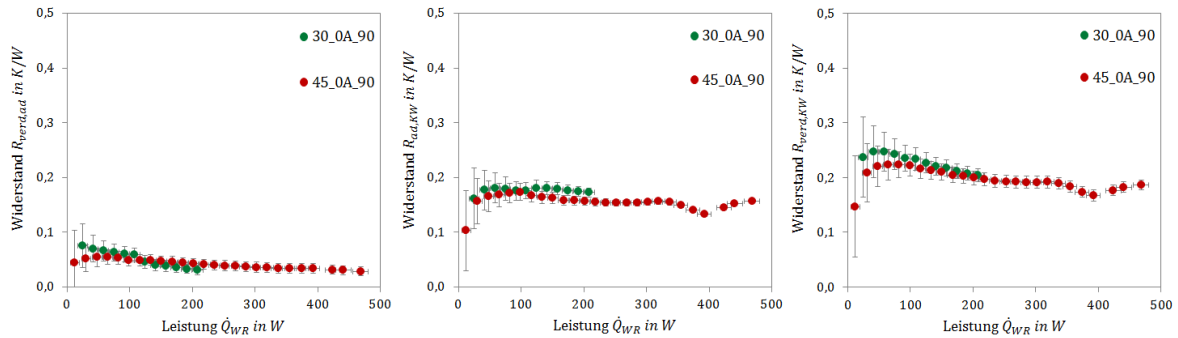


Abbildung 5-26: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 90 °C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwidestand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Temperaturvergleich

Ein abschließender Vergleich der thermischen Widerstände in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur ist für Test-Thermosiphon TS30 und TS45 in Abbildung 5-27 oben bzw. unten für die beispielhaft gewählten Durchgänge A bzw. B gegeben.

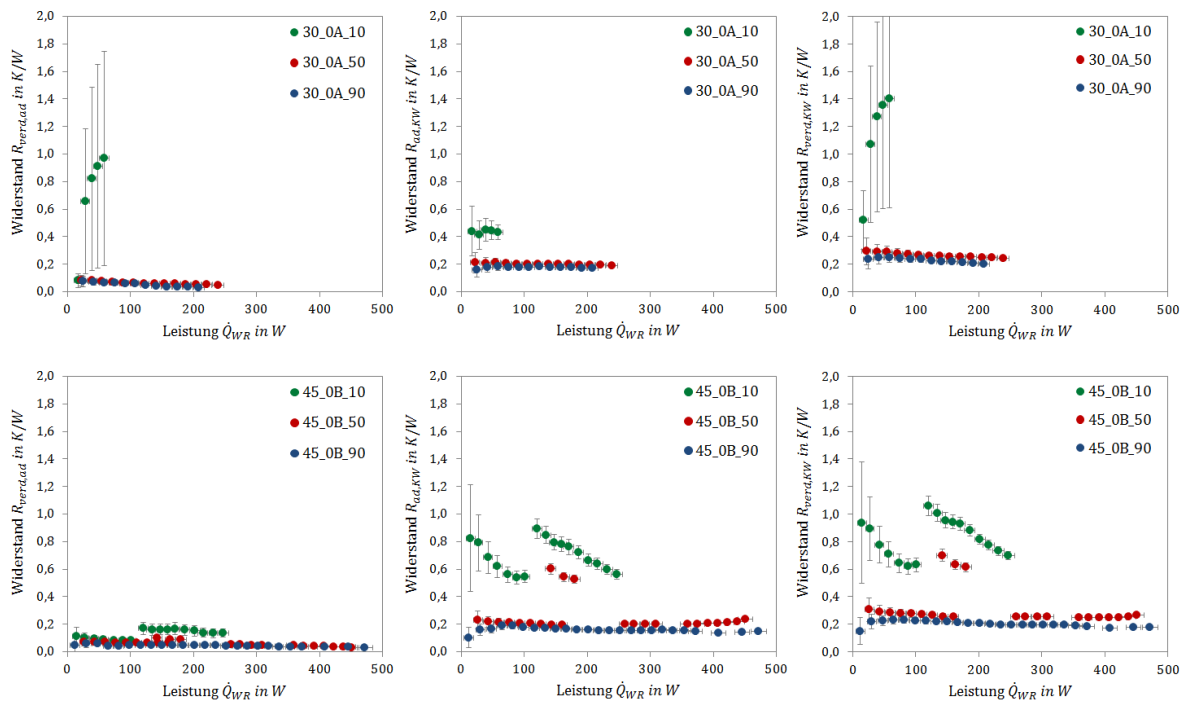


Abbildung 5-27: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° für Kühlwassereintrittstemperaturen von 10 °C, 50 °C und 90 °C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwidestand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Für Test-Thermosiphon TS30 (s. Abbildung 5-27 oben) ist ein Einfluss der Temperatur auf den Widerstand $R_{verd,ad}$ zwischen Verdampferwand und Dampf der adiabaten Zone (links) sowie auf den Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen adiabater Zone und Kühlwasser (Mitte) nur bei geringer Temperatur der Wärmesenke erkennbar. Die thermischen Widerstände $R_{verd,ad}$ und $R_{ad,KW}$ der Messung bei 10 °C Kühlwassereintrittstemperatur sind gegenüber denen bei 50 °C und 90 °C im Rahmen der Messunsicherheit

cherheit leicht erhöht. Für höhere Temperaturen der Wärmesenke von 50 °C und 90 °C ist dagegen kein Einfluss der Temperatur auf die thermischen Widerstände zu verzeichnen. Der für 10 °C erhöhte Widerstand $R_{verd,ad}$ ist dabei mit der Austrocknung des Wärmerohrs über die Verdampferspitze zu erklären. Für den ersten Messpunkt, für den noch keine Austrocknung erfolgt, ist ebenfalls kein Einfluss der Wärmesenkentemperatur gegeben (Messpunkte direkt hintereinander).

Für Test-Thermosiphon TS45 (s. Abbildung 5-27 unten) ist ein deutlicher Einfluss der Temperatur der Wärmesenke für den Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen adiabater Zone und Kühlwasser (Mitte) zu beobachten, der auch den Einfluss auf den Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts) prägt. Während für 10 °C durchgängig ein deutlich erhöhter Widerstand gegenüber 90 °C zu verzeichnen ist, weisen für 50 °C nur die Messpunkte der „oberen Kennlinie“ einen gegenüber 90 °C signifikant erhöhten thermischen Widerstand auf.

Wie in Kapitel 4.3 ausgeführt, ist mit der Messgröße $R_{ad,KW}$ eine Aussage über einen Unterschied im thermischen Widerstand zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und der Kondensatorwand des Wärmerohrs in der Arbeit dann möglich, wenn kein signifikanter Unterschied in der Temperatur des Kühlwassers vorliegt. Dies ist für den hier diskutierten Einfluss der Kühlwassertemperatur nicht der Fall. Auch kann der Widerstand des konvektiven Wärmeübergangs an das Kühlwasser R_{KW} – und somit der verbleibende Anteil des Wärmerohrs an der Messgröße $R_{ad,KW}$ – aufgrund des komplexen Kühleraufbaus nicht über eine vereinfachte theoretische Abschätzung hergeleitet werden (s. Kapitel F.2 im Anhang F). Dennoch kann festgehalten werden, dass die für 10 °C gegenüber 50 °C und 90 °C Kühlwassertemperatur deutlich erhöhten Messwerte von $R_{ad,KW}$ neben dem Einfluss der Kühlwassertemperatur auch durch den Wärmerohrbetrieb bedingt sein können. Die nahe beieinander liegenden Messwerte von $R_{ad,KW}$ für 50 °C und 90 °C Kühlwassertemperatur untermauern dies. Eine mögliche dem Wärmerohrbetrieb zuzuordnende Ursache für den bei geringen Temperaturen deutlich erhöhten Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen adiabater Zone und Kühlwasser ist mit der bei geringen Temperaturen erhöhten Dampfgeschwindigkeit zu nennen. Abbildung 5-28 visualisiert die Leerrohrgeschwindigkeit des Dampfes in Abhängigkeit der Leistung für die Stufentests aus Abbildung 5-27 (oben). Für die Berechnung der Leerrohrgeschwindigkeit des Dampfes wird Gleichung (5-1) herangezogen.

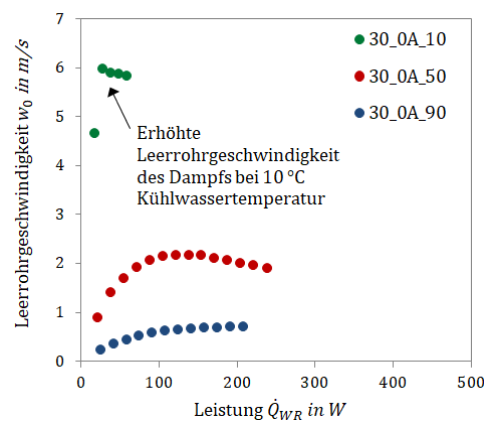


Abbildung 5-28: Leerrohrgeschwindigkeit des Dampfes in Abhängigkeit der Leistung für die Stufentests aus Abbildung 5-27 (oben) mit bei 10 °C Kühlwassertemperatur deutlich erhöhter Leerrohrgeschwindigkeit.

$$w_0 = \frac{\dot{Q}_{WR}}{\rho_g \cdot \pi \cdot \left(d_{in,WR}/2\right)^2 \cdot \Delta h} \quad (5-1)$$

Abbildung 5-28 ist zu entnehmen, dass für 10 °C Kühlwassertemperatur eine gegenüber 50 °C und 90 °C deutlich erhöhte Leerrohrgeschwindigkeit vorliegt. Durch die damit gegebenen hohen Scherkräfte wird das Kondensat am Zurückfließen in den Verdampfer gehindert. Ein verdickter Kondensatsumpf bildet sich im Kondensator aus und der thermische Widerstand wird erhöht. Es sei angemerkt, dass die tatsächliche Dampfgeschwindigkeit beim horizontalen Thermosiphon deutlich über der Leerrohrgeschwindigkeit liegen wird, da die dem Dampf zur Verfügung stehende Querschnittsfläche über die gesamte Achse des Wärmerohrs vom Kondensatpool verringert wird.

Zur Diskussion des Grenzbetriebsverhaltens sind die Phänomenkarten für Test-Thermosiphon TS30 und TS45 für die beispielhaft gewählten Durchgänge A in Abbildung 5-29 gegeben. Die Zuordnung der Betriebspunkte $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ zu den einzelnen Phänomenen kann der Farbtabelle in der Mitte entnommen werden (s. hierzu auch Kapitel 5.1.3). Die Phänomenkarten aller in der Arbeit durchgeführten Stufentests bei horizontaler Ausrichtung können Anhang E entnommen werden. Auch wenn die Temperaturphänomene nicht exakt für jede Stufe reproduzierbar sind, können während jeden Durchlaufs die hier beispielhaft gezeigten Phänomene beobachtet werden.

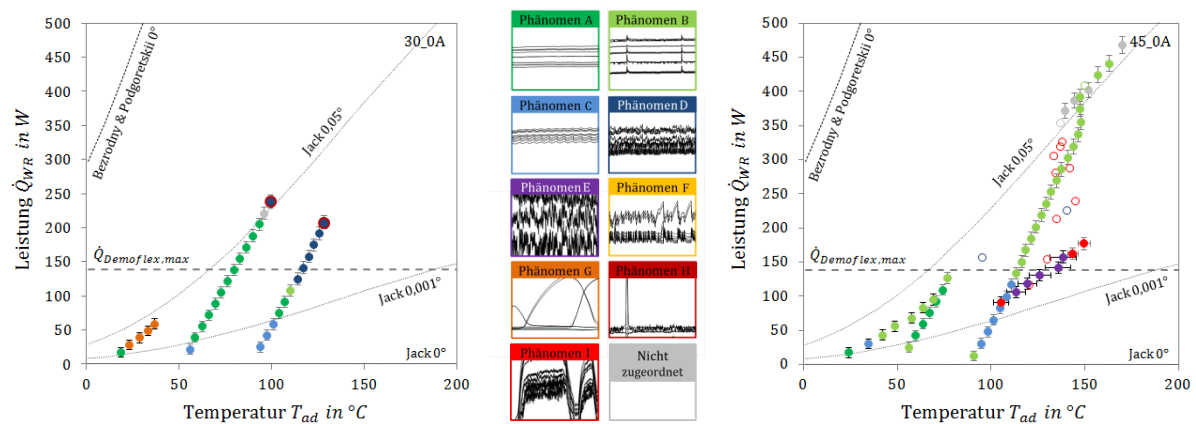


Abbildung 5-29: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von 0° für ausgewählte Durchläufe des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) im Vergleich mit im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$ sowie Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze nach Jack [42] und Bezrodny & Podgoretskii [7].

Nach Definition des Erreichens der Leistungsgrenze bei Abheben einer Temperatur arbeitet Test-Thermosiphon TS30 bei geringen Temperaturen und geringen Leistungen – und damit unterhalb der für den Einsatz im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ erforderlichen Übertragungsleistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$ – oberhalb der Leistungsgrenze (Phänomen G, orange Markierung). Der Betrieb bei mittleren Temperaturen und Leistungen ist dagegen über weite Bereiche durch stationäres oder nur leicht instationäres Verhalten (Phänomen A, B und C; grüne, hellgrüne und hellblaue Markierung) geprägt. Mäßige Instationaritäten (Phänomen D, dunkelblaue Markierung) liegen an der Grenze zur maximal erforderlichen Übertragungsleistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$ vor. Ein plötzlicher Temperaturanstieg (Phänomen H, dunkelrote Markierung) ist nur für Messpunkte oberhalb der für den Einsatz im Testkollektor „De-

moflex“ erforderlichen Übertragungsleistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$ zu verzeichnen. Sollten sich die mäßigen Instationaritäten in Langzeit- und Geräuschtests als vertretbar erweisen, wäre ein Betrieb des Test-Thermosiphons TS30 bei horizontaler Ausrichtung im Testkollektor „Demoflex“ aufgrund der Austrocknung bei geringen Temperaturen und Leistungen dennoch nur in einem eingeschränkten Betriebsbereich möglich.

Test-Thermosiphon TS45 erfährt bei mittleren Temperaturen und mittleren Leistungen teils starke Schwankungen im gesamten Temperaturniveau (Phänomen I, hellrote Markierung). Auch liegen in der Nähe der erforderlichen Übertragungsleistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$ mäßige Temperaturschwankungen vor (Phänomen E, lila Markierung). Da das Phänomen I eine massive Störung des Wärmerohrbetriebs mit sich bringt, ist ein Betrieb des Test-Thermosiphons TS45 bei horizontaler Ausrichtung im Testkollektor „Demoflex“ nur bei verringerter Leistungsanforderung zu empfehlen.

Um die Eignung von in der Literatur gegebenen Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze zur Vorhersage des Grenzbetriebsverhaltens der Zwei-Phasen-Thermosiphons bei horizontaler Ausrichtung zu prüfen, sind in den hier gezeigten Phänomenkarten in Abbildung 5-29 die Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze von Bezrodny & Podgoretskii [7]⁴¹ und Jack [42] hinterlegt. Für Hintergründe zu den Korrelationen wird auf Tabelle 4-13 in Kapitel 4.5.3 verwiesen. Es zeigt sich, dass die von Bezrodny & Podgoretskii für die obere Flutgrenze in horizontalen Thermosiphons gegebene Korrelation die hier gemessenen Betriebsgrenzen deutlich unterschätzt. Bereits bei weit geringeren Leistungen, als von der Korrelation vorhergesagt, treten starke Instationaritäten auf, die den Wärmerohrbetrieb massiv gefährden. Eine praxisnahe Auslegung ist mit der Korrelation folglich nicht möglich. Mögliche Gründe für die Unterschiede sind dabei die Vernachlässigung des Durchmesserinflusses von Bezrodny & Podgoretskii sowie die in den Arbeiten vorherrschende thermische Randbedingung der Temperaturaufprägung, die laut Bezrodny & Podgoretskii eine höhere Wechselwirkungsgrenze als bei Leistungsaufprägung bedingt [7].

Die Korrelation von Jack [42], die laut Autor für Neigungswinkel $\leq +45^\circ$ geeignet ist, wurde von Jack für solare Standardwärmerohre geringen Füllgrads und geneigter Ausrichtung zwischen $+12^\circ$ und $+45^\circ$ validiert⁴². Die Korrelation ist in den Phänomenkarten in Abbildung 5-29 für Winkel von 0° , $+0,001^\circ$ und $+0,05^\circ$ gegeben. Für negative Winkel ist die Korrelation nicht einsetzbar. Die in den Diagrammen gezeigten Leistungsgrenzkennlinien von Jack decken damit den Bereich von der Horizontalen bis über den positiven Anteil der in der Arbeit angenommene Messunsicherheit des Neigungswinkels von $\pm 0,037^\circ$ ab (s. Kapitel 4.4.2). Wie Abbildung 5-29 zeigt, ist eine hohe Neigungswinkelsensitivität der Leistungsgrenzkennlinie nach Jack für den Winkelbereich nahe der Horizontalen gegeben. Auch wenn die Leistungsgrenzkennlinien nach Jack hinsichtlich der Größenordnung der detektierten Leistungsgrenzphänomene eine bessere Übereinstimmung aufweisen als die Vorhersage nach Bezrodny & Podgoretskii [7], ist eine klare Korrelation eines oder mehrerer in den Stufentests detektierter Phänomene mit dem Kennlinienverlauf nicht zu verzeichnen. Um die Gültigkeit der Korrelation von Jack [42] für solare Wärmerohre hoher Füllgrade nahe der Horizontalen zu prüfen, sind Messungen höherer Neigungswinkelgenauigkeit als in der Arbeit gegeben erforderlich.

⁴¹ Für die Querschnittsfläche des Dampfes wird die Querschnittsfläche des Leerrohrs angesetzt.

⁴² S. Seiten 82f in Quelle [42]

5.2.3 Betriebsverhalten unter leicht positiver Neigung

In der Arbeit wird das Betriebsverhalten der Test-Thermosiphons TS30 und TS45 unter leicht positiver Neigung für Winkel von $+0,5^\circ$, $+5^\circ$ und $+10^\circ$ mithilfe von Stufentests bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C , 50°C und 90°C analysiert. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Analyse des Verhaltens bei $+0,5^\circ$. Das Kapitel ist in die zwei Abschnitte „Neigung von $+0,5^\circ$ “ und „Neigung von $+5^\circ$ und $+10^\circ$ “ unterteilt.

Neigung von $+0,5^\circ$

Abbildung 5-30 zeigt beispielhaft den Verlauf der primären Messgrößen für ausgewählte Stufentests beider Test-Thermosiphons bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C und einer Neigung von $+0,5^\circ$. Die Zeitverläufe aller Durchläufe bei einer Neigung von $+0,5^\circ$ und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C sind im Anhang C gegeben.

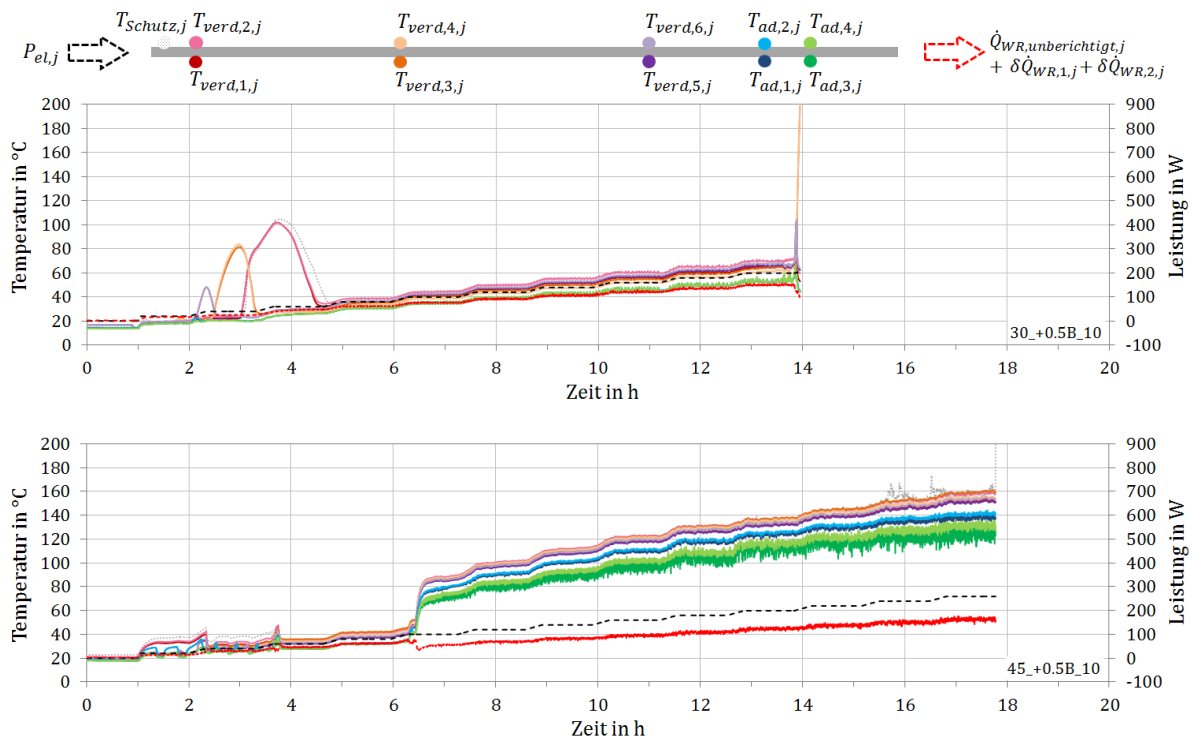


Abbildung 5-30: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (unten) bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C .

Wie Abbildung 5-30 (oben) zu entnehmen ist, liegt für Test-Thermosiphon TS30 zu Beginn des Stufentests bei einer Leistungsaufprägung von 20 W_{el} ein stationäres Temperaturprofil vor. Beim Übergang zur 40 W_{el} -Stufe kommt es zu einem temporären Abheben der Temperaturen des Verdampfers, wobei zunächst die Sensoren am Verdampferende $T_{\text{verd},5/6}$, dann die Sensoren der Verdampfermitte $T_{\text{verd},3/4}$ und schließlich die Sensoren der Verdampferspitze $T_{\text{verd},1/2}$ betroffen sind. Beim hier gezeigten Durchlauf B folgt der weitere Verlauf des Stufentests einem annähernd stationären Temperaturprofil bei leichter Wellenbildung. Durchlauf A weist dagegen einen sich im Verlauf des Stufentests wiederholenden Anstieg und Abfall der Verdampfertemperaturen auf (s. Anhang C.1). Durchlauf B

wird durch einen abrupten Anstieg der Temperaturen des mittleren Verdampfers $T_{verd,3/4}$ beendet. Die Vermutung liegt nahe, dass der beschriebene temporäre Anstieg der Verdampfertemperaturen bei leicht positiver Neigung von $+0,5^\circ$ und der stete Anstieg der Verdampfertemperaturen bei horizontaler Ausrichtung bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (vgl. Kapitel 5.2.2 Abbildung 5-17 oben) dieselbe physikalische Ursache haben. In Kapitel 5.2.2 wurden – neben dem nicht auszuschließenden thermisch-mechanischen Einfluss der Kühlwassertemperatur auf den Neigungswinkel – die bei geringen Temperaturen hohe Dampfgeschwindigkeit als mögliche Ursache genannt, die den Rückstrom des Kondensats in den Verdampfer behindert. Für höhere Kühlwassereintrittstemperaturen und damit höhere Dampftemperaturen schwächt sich der Effekt ab. Bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C sind nur noch temporär erhöhte Temperaturen $T_{verd,5/6}$ am Verdampferende detektierbar, für 90°C verschwindet das Phänomen (s. Zeitverläufe in Anhang C.1).

Abbildung 5-30 (unten) zeigt den Temperatur- und Leistungsverlauf für Test-Thermosiphon TS45 bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C und einer Neigung von $+0,5^\circ$. Mit einem abrupten Anstieg des Temperaturniveaus von Verdampfer und adiabater Zone des Wärmerohrs beim Übergang zur 100- W_{el} -Stufe ist ein qualitativ sehr ähnliches Verhalten wie unter horizontaler Ausrichtung erkennbar (vgl. Abbildung 5-17 unten). Im Vergleich zur horizontalen Ausrichtung erfolgt dieser jedoch bereits bei geringerer Leistung. Zudem weist das Temperaturprofil bei niedriger Leistung ein deutlich instationäreres Verhalten als bei horizontaler Ausrichtung auf. Das beschriebene Verhalten ist für beide Durchläufe qualitativ reproduzierbar. Wie bei horizontaler Ausrichtung wird eine teilweise bzw. temporäre Flutung des Kondensators vermutet. Für höhere Kühlwassereintrittstemperaturen von 50°C und 90°C und damit höhere Dampftemperaturen ist kein klarer Sprung im Temperaturniveau mehr erkennbar. Vielmehr liegt ein fließender Übergang zum instationären Verhalten vor (s. Zeitverläufe in Anhang C.2).

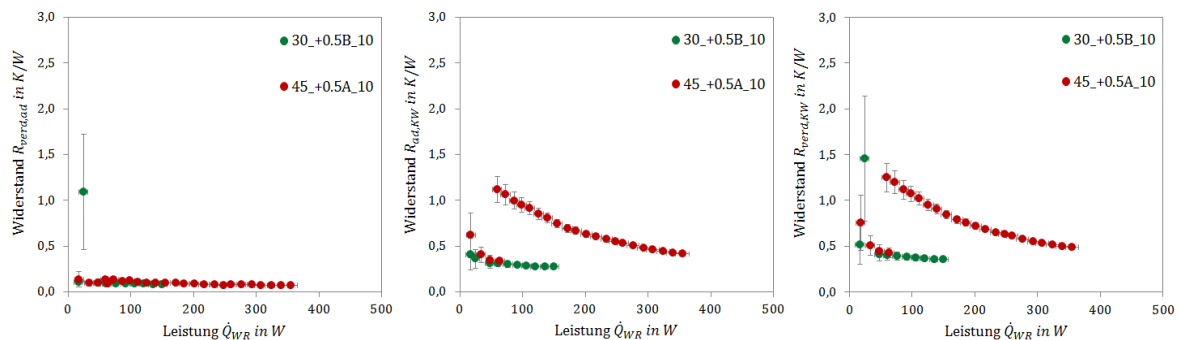


Abbildung 5-31: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Abbildung 5-31 zeigt den Verlauf der thermischen Widerstände für die beispielhaften Stufentests aus Abbildung 5-30. Bis auf den aufgrund der Austrocknung der mittleren und unteren Verdampfertemperaturen erhöhten Messpunkt der 40- W_{el} -Stufe liegt für TS30 und TS45 ein im Rahmen der Messunsicherheit vergleichbarer Widerstand $R_{verd,ad}$ zwischen Verdampferwand und adiabater Zone vor. Auch der Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem Kühlwasser liegt für beide Thermosiphons für die Stufen vor dem Sprung des Test-Thermosiphons TS45 auf die „obere

Kennlinie“ auf einem vergleichbaren Niveau. Der detektierbare Einfluss des Füllgrads beschränkt sich folglich auf den Bereich der Messpunkte, für die eine Austrocknung von TS30 bzw. Teilflutung des Kondensators von TS45 vermutet wird.

Ein Vergleich der thermischen Widerstände bei einer Neigung von $+0,5^\circ$ in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur ist für Test-Thermosiphon TS30 und TS45 für ausgewählte Durchgänge in Abbildung 5-32 oben bzw. unten gegeben. Für beide Thermosiphons ist der Einfluss der Temperatur auf den Widerstand $R_{verd,ad}$ zwischen Verdampferwand und Dampf der adiabaten Zone – bis auf den Bereich temporärer Austrocknung von TS30 bei 10°C – vernachlässigbar (s. Abbildung 5-32 links). Während für Test-Thermosiphon TS30 der Einfluss der Temperatur der Wärmesenke auf den Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen adiabater Zone und Kühlwasser nicht stark ausgeprägt und für höhere Temperaturen vernachlässigbar ist, zeigt TS45 eine starke Abhängigkeit von der Temperatur (s. Abbildung 5-32 Mitte). Der thermische Widerstand sinkt mit steigender Temperatur der Wärmesenke. Für beide Test-Thermosiphons dominiert – bis auf den Bereich temporärer Austrocknung von TS30 bei 10°C – der Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen adiabater Zone und Kühlwasser den Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$, wobei die Dominanz bei TS45 deutlich stärker ausgeprägt ist (s. Abbildung 5-32 rechts). Der Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ von Thermosiphon TS45 ist größer als der von TS30, wobei der Unterschied im Widerstand der beiden Thermosiphons mit steigender Temperatur der Wärmesenke sinkt.

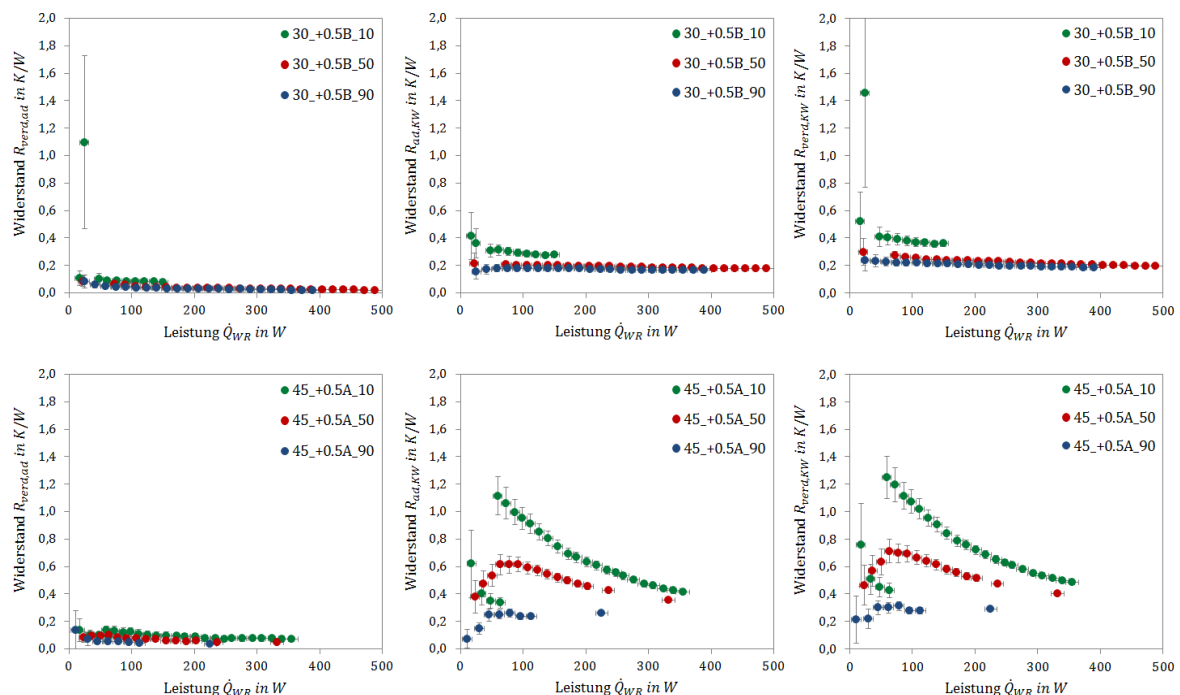


Abbildung 5-32: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für Kühlwassereintrittstemperaturen von 10°C , 50°C und 90°C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Wie bereits ausgeführt, ist mit dem Widerstand $R_{ad,KW}$ keine direkte Aussage über die Größe des Widerstands zwischen adiabater Zone und Wärmerohrkondensatorwand möglich. Das für die beiden Test-Thermosiphons TS30 und TS45 sehr unterschiedliche Verhalten des Widerstands $R_{ad,KW}$ in Abbildung 5-32 (Mitte) lässt sich aufgrund der in beiden Tests vergleichbaren Randbedingungen der

Kühlung (s. Ausführungen in Kapitel 4.3) jedoch nicht alleine mit einem Unterschied im konvektiven Widerstand R_{KW} erklären. Es ist anzunehmen, dass die mit der erhöhten Temperatur einhergehende höhere Dampfdichte und damit teilweise geringere Dampfgeschwindigkeit sowie der höhere Druck sowohl dem Auftreten der temporären Austrocknung der Verdampferspitze als auch der Teilflutung des Kondensators entgegenwirken.

Zur Diskussion des Grenzbetriebsverhaltens sind die Phänomenkarten für Test-Thermosiphon TS30 und TS45 für beispielhaft gewählte Durchgänge bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ in Abbildung 5-33 gegeben. Die Zuordnung der Betriebspunkte $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ zu den einzelnen Phänomenen kann der Farbtabelle in der Mitte entnommen werden (s. hierzu auch Kapitel 5.1.3). Die Phänomenkarten aller in der Arbeit durchgeführten Stufentests bei einer Neigung von $+0,5^\circ$ können Anhang E entnommen werden. Auch wenn die Temperaturphänomene nicht exakt für jede Stufe reproduzierbar sind, sind während jeden Durchlaufs die hier beispielhaft gezeigten Phänomene in ähnlicher Form zu beobachten.

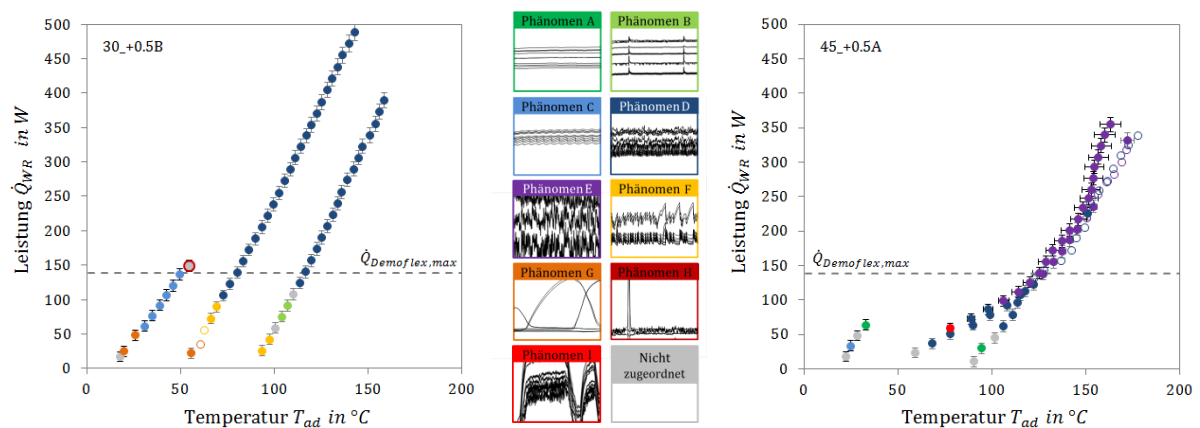


Abbildung 5-33: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für ausgewählte Durchläufe des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$.

Nach Definition des Erreichens der Leistungsgrenze bei Abheben einer Temperatur arbeitet Test-Thermosiphon TS30 bei geringen bis mittleren Temperaturen und geringen Leistungen oberhalb der Leistungsgrenze (Phänomen G, orange Markierung, s. Abbildung 5-33 links). Ein plötzlicher Temperaturanstieg (Phänomen H, dunkelrote Markierung) ist nur für einen Messpunkt nahe der erforderlichen Übertragungsleistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$ für mäßige Temperaturen zu verzeichnen. Das Betriebsverhalten ist bei mittleren Temperaturen für geringe Leistungen von Phänomen F (gelbe Markierung) geprägt und geht für hohe Leistungen in mäßige Instationaritäten (Phänomen D, dunkelblaue Markierung) über. Ein stationäres oder nahezu stationäres Betriebsverhalten (Phänomen A und B, grüne und hellgrüne Markierung) ist nur für wenige Betriebspunkte zu beobachten. Im Vergleich zur horizontalen Ausrichtung liegt ein deutlich instationäreres Betriebsverhalten vor. Ein Betrieb des Test-Thermosiphons TS30 bei positiver Neigung von $+0,5^\circ$ im Testkollektor „Demoflex“ ist aufgrund der Austrocknung bei geringen Temperaturen und Leistungen nur in einem eingeschränkten Betriebsbereich möglich und muss aufgrund der über einen weiteren Betriebsbereich vorherrschenden mäßigen Instationaritäten in Langzeit- und Geräuschtests eingehend geprüft werden.

Test-Thermosiphon TS45 erfährt bei hohen Temperaturen und Leistungen mäßige Temperaturschwankungen (Phänomen D, dunkelblaue Markierung und Phänomen E, lila Markierung), die auch deutlich unterhalb der erforderlichen Übertragungsleistung $\dot{Q}_{\text{Demoflex,max}}$ auftreten (s. Abbildung 5-33 rechts). Im Gegensatz zum Einsatz in der Horizontalen ist bei einer Neigung von $+0,5^\circ$ das Phänomen I (starke Schwankungen des gesamten Temperaturniveaus, hellrote Markierung) nur für einen gemessenen Betriebspunkt zu verzeichnen. Insgesamt liegen jedoch weniger stationäre Betriebspunkte als bei horizontaler Ausrichtung vor. Zu einem Betrieb im Testkollektor „Demoflex“ wird nur bei verringerter Leistungsanforderung und nach Langzeit- und Geräuschtests geraten.

Laut Jack [42] kann die Wechselwirkungsgrenze solarer Wärmerohre gut mit der Korrelation von Wallis [86] abgebildet werden, die den Durchmesser einfluss berücksichtigt und den Einfluss der Oberflächenspannung vernachlässigt. Um zu prüfen, ob der Einfluss der Oberflächenspannung bei geringen Neigungswinkeln an Relevanz gewinnt, werden die Messpunkte mit einer Korrelation von Faghri [30] verglichen, die sowohl den Einfluss des Durchmessers als auch der Oberflächenspannung berücksichtigt und laut Faghri [30] das Arbeitsfluid Wasser besonders gut abbildet. Da die Korrelation keinen Neigungswinkeleinfluss aufweist, erfolgt ein Vergleich mit um den Neigungswinkelfaktor $f(\varphi)$ von Nguyen-Chi & Groll [58] nach Gleichung (5-2) normierten Messpunkten. Für weitere Informationen zu den Korrelationen aus der Literatur wird auf Kapitel 4.5.3 verwiesen.

$$f(\varphi) = \left(\frac{\varphi}{180^\circ} + \sqrt{\sin 2\varphi} \right)^{0,65} \quad (5-2)$$

Ein Vergleich der Messpunkte mit den Korrelationen von Faghri [30] und Jack [42] (ebenfalls neigungswinkelnormiert) in Abbildung 5-34 zeigt, dass die in jedem Fall leistungsgrenzrelevanten Phänomene G, H und I (orange, dunkel- und hellrote Markierung) weder für Test-Thermosiphon TS30 (links) noch für TS45 (rechts) von den beiden Korrelationen abgebildet werden. Der Unterschied zwischen den beiden Korrelationen ist für den relevanten Temperatur- und Leistungsbereich zudem gering. Eine bessere Vorhersage des Grenzbetriebsverhaltens mit der den Oberflächenspannungseinfluss berücksichtigenden Korrelation nach Faghri [30] im Gegensatz zu der den Oberflächenspannungseinfluss vernachlässigenden Korrelation von Jack [42] kann folglich nicht bestätigt werden. Ob ein Einfluss der Oberflächenspannung dennoch vorliegt, bleibt offen.

In der Abbildung 5-34 ist zudem die Korrelation von Sakhuja [69] gegeben, die wie die Korrelation von Jack [42] auf der Korrelation von Wallis [86] beruht und für die von Nguyen-Chi & Groll [58] eine gute Übereinstimmung mit Messergebnissen bei geringer Neigung von $+1^\circ$, $+2^\circ$, $+5^\circ$ und $+10^\circ$ erkannt wird. Abbildung 5-34 ist zu entnehmen, dass mit der Korrelation von Sakhuja [69] eine deutlich geringere Leistungsgrenze als von Jack [42] und Faghri [30] vorhergesagt wird. Eine klare Korrelation mit Grenzphänomenen der Messdaten ist auch hier nicht erkennbar.

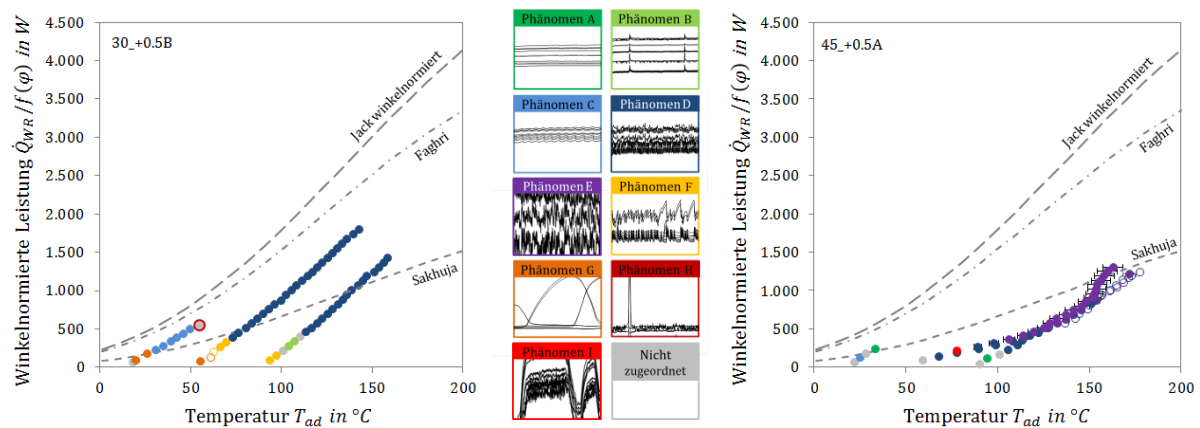


Abbildung 5-34: Vergleich von Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze nach Faghri [30], Jack [42] und Sakhuja [69] mit winkelnormierten Leistungsgrenzpunkten bei einem Neigungswinkel von +0,5° des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) für ausgewählte Durchläufe.

Aufgrund der beobachteten komplexen und sehr unterschiedlichen Temperaturphänomene beim Betrieb der Test-Thermosiphons um die Horizontale kann davon ausgegangen werden, dass eine einzelne Korrelation nicht genügt, um das Grenzbetriebsverhalten von Zwei-Phasen-Thermosiphons um die Horizontale umfassend zu beschreiben. Zudem treten bei den hier vermessenen Test-Thermosiphons den Wärmerohrbetrieb massiv gefährdende Temperaturphänomene auf, ohne dass es zu einem Zusammenbruch der Übertragungsleistung kommt. Leistungsgrenzkorrelationen, die auf einem eben solchen Zusammenbruch der Übertragungsleistung basieren, können das Grenzbetriebsverhalten von Zwei-Phasen-Thermosiphons um die Horizontale somit nicht zufriedenstellend beschreiben. Auf vielen – deutlich mehr als in der Arbeit durchgeführten – Messungen basierende Phänomenkarten sind möglicherweise geeignet, um das Grenzbetriebsverhalten von Zwei-Phasen-Thermosiphons um die Horizontale vorherzusagen und eine entsprechende Auslegung von Zwei-Phasen-Thermosiphons zu erlauben.

Neigung von +5° und +10°

Abbildung 5-35 zeigt beispielhaft den Verlauf der primären Messgrößen für ausgewählte Stufentests beider Test-Thermosiphons bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C und einer Neigung von +5°. Die Zeitverläufe der weiteren Durchläufe bei einer Neigung von +5° sind im Anhang C gegeben. Abbildung 5-36 ist der Zeitverlauf beider Test-Thermosiphons bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C und einer Neigung von +10° zu entnehmen.

Zu Beginn des Stufentests bei +5° Neigung ist in Abbildung 5-35 (oben) für Test-Thermosiphon TS30 ein leichter Anstieg der Temperaturen der Verdampferspitze $T_{verd,1/2}$ zu erkennen. Beim Übergang zur 60-W_{el}-Stufe kommt es zu einem abrupten Abfall des Temperaturniveaus mit gegenläufigem Anstieg des Niveaus der anderen Temperatursensoren. Das beschriebene Verhalten ist im Ausschnitt in Abbildung 5-35 (oben) gezeigt. Aus der Literatur ist dieses gegenläufige Oszillieren der Temperaturen als ein Hinweis auf das Vorhandensein von Geysir-Verdampfung bekannt (s. Kapitel 5.1.3). Das oszillierende Verdampfungsverhalten nimmt in seiner Ausprägung mit dem Anstieg der Kühlwassereintrittstemperaturen ab (s. Anhang C.1). Es ist jedoch für alle Durchläufe bei einer Neigung von +5° und +10° in unterschiedlich ausgeprägter Form zu beobachten (s. Abbildung 5-36 sowie Anhang C).

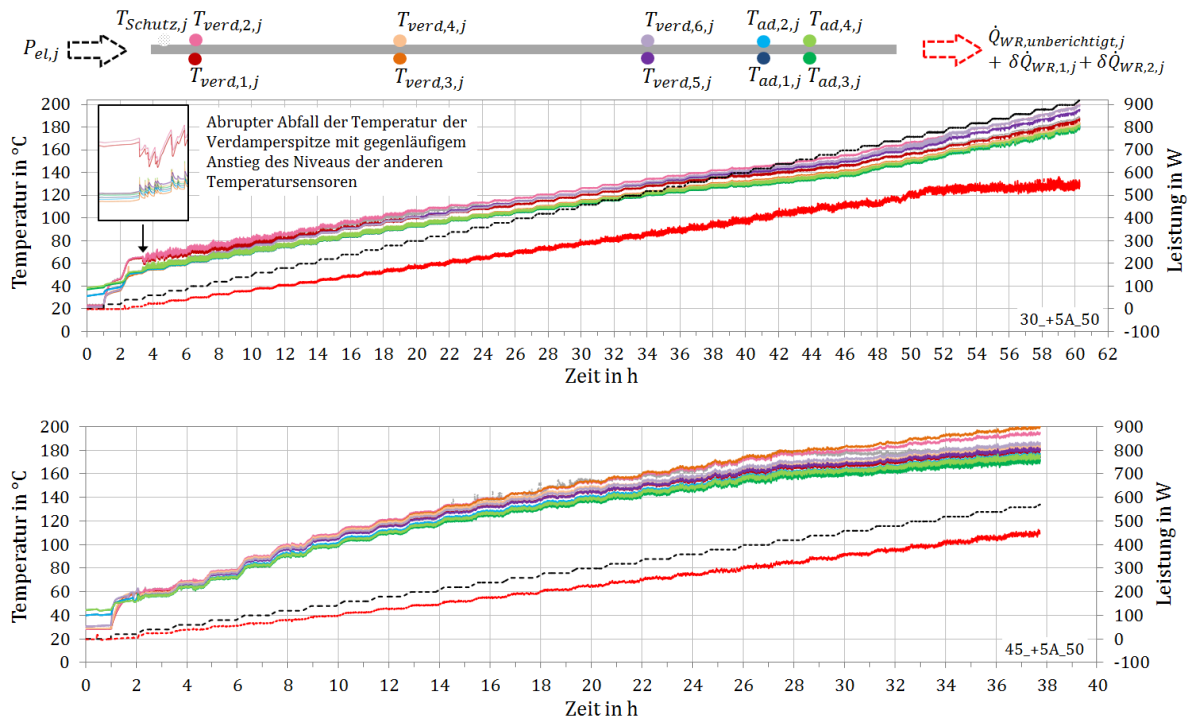


Abbildung 5-35: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +5° für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (unten) bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C.

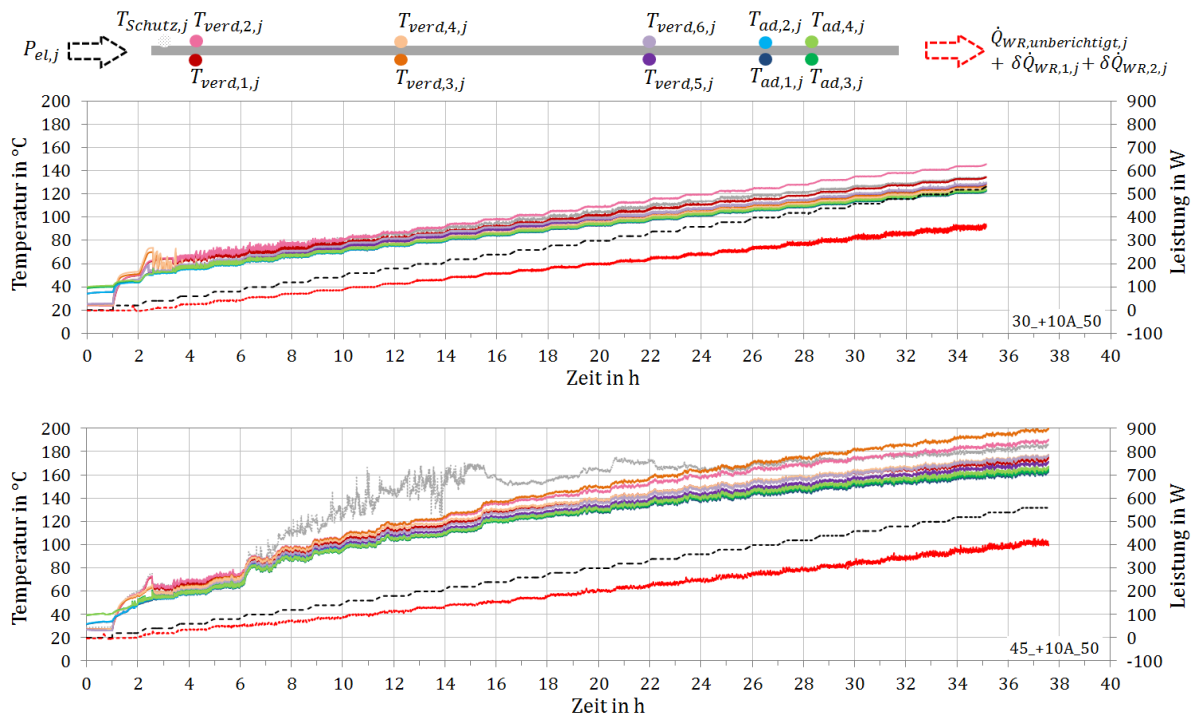


Abbildung 5-36: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +10° für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (unten) bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C.

Abbildung 5-37 zeigt den Verlauf der thermischen Widerstände für die beispielhaften Stufentests aus Abbildung 5-35 und Abbildung 5-36 bei +5° und +10° Neigung. Während für den Widerstand $R_{verd,ad}$ zwischen Verdampferwand und Dampf der adiabaten Zone kein im Rahmen der Messunsicherheit signifikanter Einfluss von Füllgrad und Winkel erkennbar ist, zeigt sich für den Widerstand

$R_{ad,KW}$ zwischen adiabater Zone und Kühlwasser ein klarer Einfluss des Füllgrads. Wie bei $+0,5^\circ$ Neigung ist der Widerstand $R_{ad,KW}$ für einen Füllgrad von 45 % deutlich gegenüber dem für 30 % erhöht. Ein Einfluss des Winkels wird im Rahmen der Messunsicherheit nicht erkannt. Erneut ist eine Dominanz des Widerstands $R_{ad,KW}$ für den Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ erkennbar, dessen Verlauf für TS45 vom Verlauf des Widerstands $R_{ad,KW}$ geprägt ist.

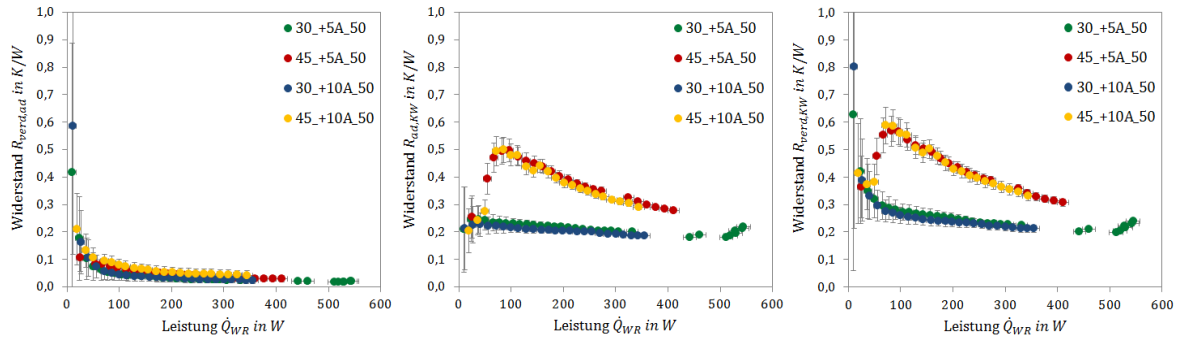


Abbildung 5-37: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ und $+10^\circ$ und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (blau und grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot und gelb): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Zur Diskussion des Grenzbetriebsverhaltens sind die Phänomenkarten für Test-Thermosiphon TS30 und TS45 für beispielhaft gewählte Durchgänge bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ und $+10^\circ$ in Abbildung 5-38 bzw. Abbildung 5-39 gegeben. Die Zuordnung der Betriebspunkte $\dot{Q}_{WR}(T_{ad})$ zu den einzelnen Phänomenen kann der Farbtabelle in der Mitte entnommen werden (s. hierzu auch Kapitel 5.1.3). Die Phänomenkarten aller in der Arbeit durchgeführten Stufentesttests bei einer Neigung von $+5^\circ$ und $+10^\circ$ können Anhang E entnommen werden. Auch wenn die Temperaturphänomene nicht exakt für jede Stufe reproduzierbar sind, sind während jeden Durchlaufs die hier beispielhaft gezeigten Phänomene in ähnlicher Form zu beobachten.

Nach Definition des Erreichens der Leistungsgrenze bei Abheben einer Temperatur arbeitet Test-Thermosiphon TS30 bei $+5^\circ$ Neigung bei geringen bis mittleren Temperaturen und geringen Leistungen oberhalb der Leistungsgrenze (Abbildung 5-38 links, Phänomen G, orange Markierung). Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass die Temperaturerhöhung durch das Vorhandensein eines Flüssigkeitspools bedingt ist und in diesem Fall kein direktes Grenzbetriebsverhalten darstellt. Neben dem hier somit nicht als betriebsgefährdend einzustufenden Phänomen G liegen für eine Neigung von $+5^\circ$ und $+10^\circ$ unterhalb der für einen Betrieb im Testkollektor „Demoflex“ erforderlichen Übertragungsleistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$ vermehrt gegenläufige, plötzliche Temperaturschwankungen vor, die dem Phänomen F (gelbe Markierung) zugeordnet werden (Abbildung 5-38 und Abbildung 5-39). Die abrupte Änderung der Temperatur wird – wie von Tecchio et al. [77] vermerkt – oft von einer deutlichen Geräuschbildung begleitet. Dies ist auch in den durchgeführten Messungen der Arbeit zu beobachten. Zudem können die Temperatur- und Druckschwankungen zu einer Beschädigung des Wärmerohrs führen. Weite Betriebsbereiche um und oberhalb der maximalen Übertragungsleistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$ zeichnen sich für beide Test-Thermosiphons TS30 und TS45 durch mäßige Instationaritäten aus (Phänomen D, dunkelblaue Markierung). Für TS30, für den auch Versuche bei einer Kühlwas-

sereintrittstemperatur von 90 °C gefahren werden, ist für hohe Temperaturen ein Übergang zu stationären Betriebspunkte erkennbar (Phänomen A und B, grüne und hellgrüne Markierung). Weder für +5° noch für +10° Neigung treten Phänomene auf, die auf einen klaren Grenzbetrieb hinweisen (Phänomen G (in stärkerer Ausprägung), H, I, orange, dunkel- und hellrote Markierung). Aufgrund der über weite Betriebsbereiche auftretenden mäßigen Instationaritäten (Phänomen D und F) ist ein Einsatz der Wärmerohre im Testkollektor „Demoflex“ unter einer Neigung von +5° bzw. +10° dennoch in Dauer- und Geräuschtests zu prüfen. Zudem sei angemerkt, dass für einen Betrieb unter der verhältnismäßig großen Neigung von +5° und +10° möglicherweise ein geringerer Füllgrad als die beiden in der Arbeit getesteten zu favorisieren ist, der mit geringeren Instationaritäten einhergehen kann.

Der Vollständigkeit halber erfolgt ein Vergleich mit Korrelationen für die Wechselwirkungsgrenze aus der Literatur auch für die Neigung von +5° und +10°. Die Abbildungen sind im Anhang H gegeben (Abbildung H-3 und Abbildung H-4). Wie bei einer Neigung von +0,5° wird auch bei einer Neigung von +5° und +10° kein Zusammenhang zwischen den detektierten Leistungsgrenzphänomenen und den Korrelationen aus der Literatur erkannt.

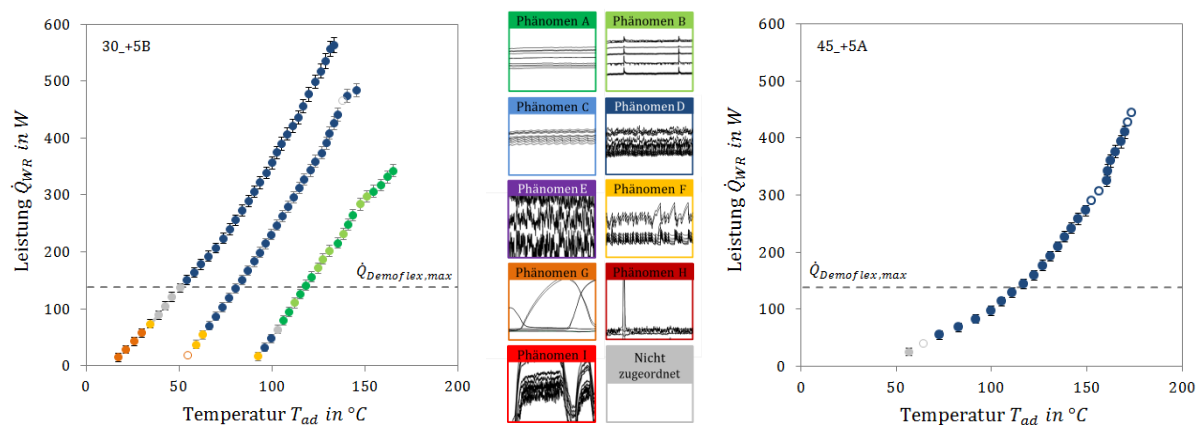


Abbildung 5-38: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von +5° für ausgewählte Durchläufe des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$.

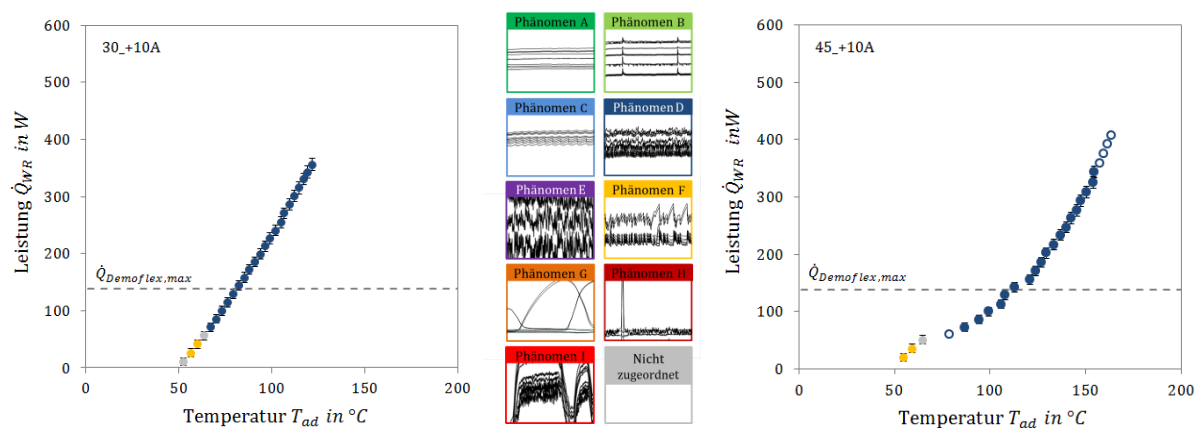


Abbildung 5-39: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von +10° für ausgewählte Durchläufe des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$.

5.2.4 Winkelvergleich und Zusammenfassung

Im Folgenden soll beispielhaft an den Messungen bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C der Einfluss des Winkels auf die thermischen Widerstände aufgezeigt werden. Wie im vorangehenden Kapitel dargelegt, besteht bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C kein wesentlicher Unterschied im Betriebsverhalten der Test-Thermosiphons zwischen einer Neigung von +5° und +10°. Im Weiteren wird der Neigungswinkel von +10° deshalb der Übersichtlichkeit halber nicht separat dargestellt. Zudem besteht für einen Wärmerohrbetrieb bei -0,5° aufgrund der erhöhten Verdampfertemperaturen ein deutlich höherer Widerstand, was den vergleichenden Überblick des Winkeleinflusses erschwert. Ein Überblick der thermischen Widerstände bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C, der eine Neigung von -0,5° einschließt, ist im Anhang H in Abbildung H-5 mit entsprechender Skalierung der y-Achse gezeigt. Unter dem Wissen eines deutlich erhöhten thermischen Widerstands bei negativer Neigung erfolgt im Weiteren eine Analyse des Neigungswinkeleinflusses auf die thermischen Widerstände ausschließlich für Neigungswinkel von 0°, +0,5° und +5°.

Die thermischen Widerstände ausgewählter Durchläufe für Test-Thermosiphon TS30 und TS45 sind in Abbildung 5-40 oben bzw. unten in Abhängigkeit des Winkels bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C gezeigt. Abbildung 5-40 ist zu entnehmen, dass der Einfluss von Füllgrad (Vergleich von TS30 und TS45 oben und unten in der Grafik) und Winkel auf den Widerstand $R_{verd,ad}$ zwischen Verdampfer und Dampf der adiabaten Zone für weite Leistungsbereiche vernachlässigbar ist, sofern – wie bei 50 °C Wärmesenktemperatur gegeben – keine Austrocknung des Verdampfers erfolgt. Nur für +5° Neigung liegt für TS30 aufgrund des Sumpfes für kleine Leistungen ein erhöhter Widerstand $R_{verd,ad}$ vor.

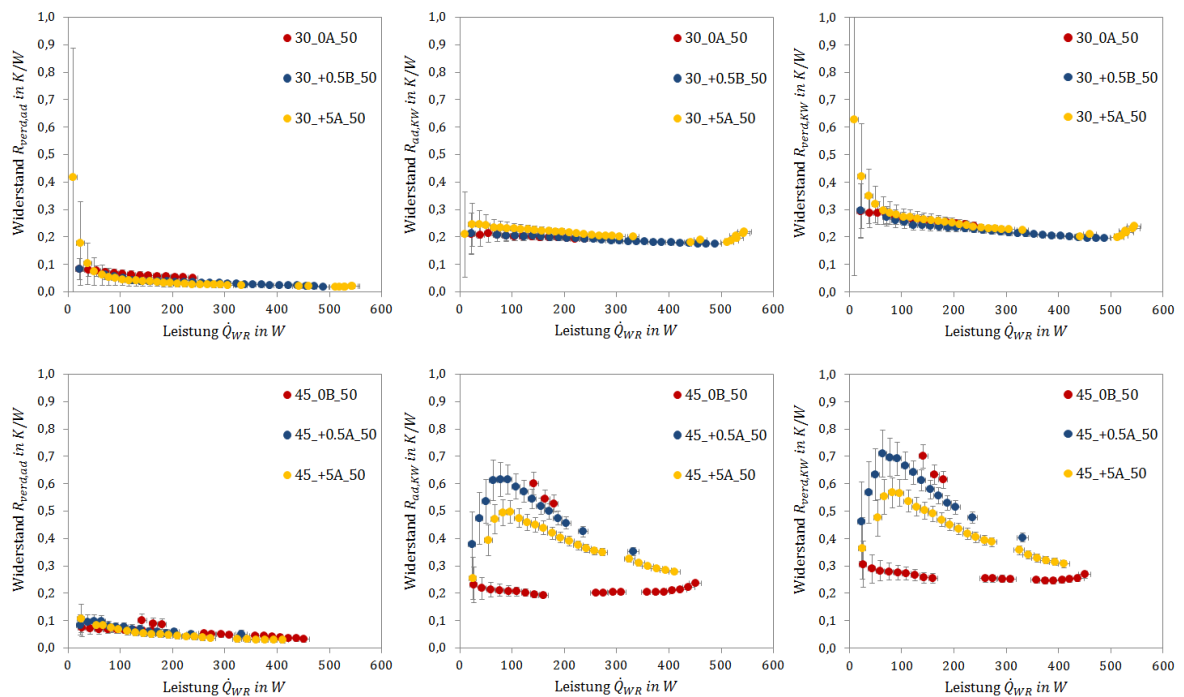


Abbildung 5-40: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung für Neigungswinkel von 0°, +0,5° und +5° bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

Für den Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen adiabater Zone und Kühlwasser wird für Test-Thermosiphon TS30 für 50 °C Kühlwassereintrittstemperatur kein Einfluss des Neigungswinkels erkannt, wie Abbildung 5-40 (oben mittig) entnommen werden kann. Ein ganz anderes Bild zeigt sich für TS45. Während für +0,5° und +5° Neigung ein deutlich erhöhter thermischer Widerstand $R_{ad,KW}$ vorliegt, schwankt der Widerstand bei 0° Neigung zwischen dem Niveau geneigter Ausrichtung von TS45 und dem Niveau von TS30. Für die Betriebspunkte mit erhöhtem Widerstand $R_{ad,KW}$ ist die Tendenz einer Abnahme des Widerstands mit steigender Neigung erkennbar. Der Gesamtwiderstand $R_{ad,KW}$ wird – außer für den erhöhten Sumpfwiderstand von TS30 – vom Teilwiderstand $R_{ad,KW}$ und dessen Verlauf dominiert.

Die Analyse der thermischen Widerstände zeigt damit auf, dass bei einem hohen Füllgrad von 45 % der Einfluss der Teilflutung des Kondensators gegenüber dem Einfluss der Blockage des Kondensators durch den rein geometrisch gegebenen Kondensatpool (vgl. Abbildung 4-2 in Kapitel 4.2) bei den in der Arbeit getesteten kleinen Neigungswinkeln deutlich dominiert. Da das Phänomen der Teilflutung des Kondensators mit steigender Temperatur abnimmt, zeigt Thermosiphon TS45 bei 90 °C Wärmesenktemperatur und horizontaler Ausrichtung trotz der hier rein geometrisch fast hälftig von Kondensat blockierten Kondensatorfläche einen geringeren Widerstand $R_{ad,KW}$ als bei 50 °C Wärmesenktemperatur und Neigung von +5°. Der Effekt ist in Abbildung 5-41 durch direkten Vergleich der beiden thermischen Widerstände ausgewählter Durchläufe visualisiert.

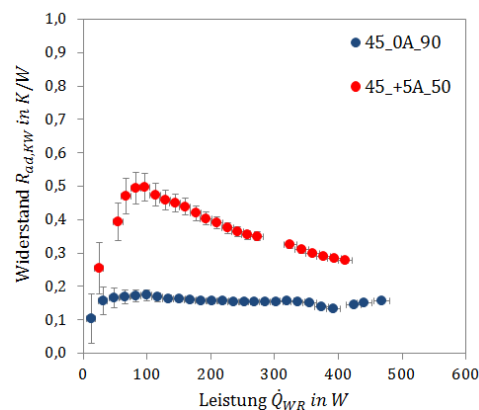


Abbildung 5-41: Abhängigkeit des thermischen Widerstands $R_{ad,KW}$ von Neigungswinkel und Temperatur.

Der Einfluss des Winkels auf das Grenzbetriebsverhalten kann beispielhaft für ausgewählte Durchläufe Abbildung 5-42 sowie der Darstellung aller Phänomenkarten im Anhang E entnommen werden. Es zeigt sich, dass für einen Betrieb bei horizontaler Ausrichtung deutlich mehr Betriebspunkte vorliegen, denen mit Phänomen A bis C ein stationäres oder nur leicht instationäres Verhalten zugeordnet werden kann (grüne, hellgrüne und hellblaue Markierung) als bei geneigter Ausrichtung. Gleichzeitig treten in horizontaler Ausrichtung mit Phänomen G, H und I jedoch auch häufiger Phänomene höchster Instationarität auf (orange, hellrote und dunkelrote Markierung), die den Wärmerohrbetrieb massiv gefährden. Ob eine geringere Leistungsgrenze für horizontale oder für leicht geneigte

Zwei-Phasen-Thermosiphons erkannt wird, hängt folglich klar von der Definition des Leistungsgrenzphänomens ab.

Das Erkennen eines stationäreren Verhaltens für horizontale als für leicht geneigte Ausrichtung deckt sich mit im Kapitel 2.1 vorgestellten Arbeiten von Bezrodny & Podgoretskii [7], die einen Thermosiphon größeren Durchmessers (27 mm) und längeren Kondensators (0,45 m bis 1,6 m) bei thermischer Randbedingung der Temperaturaufprägung untersuchen. Bezrodny & Podgoretskii erklären die Abnahme der Leistungsgrenze bei Änderung des Winkels von 0° auf $+1^\circ$ Neigung mit dem Wechsel von der Schichtströmung zur Pfropfenströmung im Verdampfer, dessen pulsierender Charakter den früheren Stabilitätsverlust bedingt. Es wird vermutet, dass ein ähnliches Verhalten das Grenzbetriebsverhalten der solaren Zwei-Phasen-Thermosiphons nahe der Horizontalen beeinflusst. Es wird eine hohe Sensitivität des Grenzbetriebsverhaltens der getesteten solaren Wärmerohre mit dem Neigungswinkel erkannt.

Die Frage nach der Abhängigkeit der Leistungsgrenze vom Füllgrad, hinsichtlich derer Bezrodny & Podgoretskii [7] und Nguyen-Chi & Groll [58] – wie im Literaturüberblick in Kapitel 2.1 dargelegt – für kleine Winkel zu unterschiedlichen Ergebnissen kommen, kann aufgrund der in der Arbeit nur zwei getesteten Füllgrade nicht abschließend beantwortet werden. Jedoch werden in der Arbeit für einen Füllgrad von 30 % und 45 % für kleine Winkel (0° und $+0,5^\circ$) deutliche Unterschiede in den auftretenden Leistungsgrenzphänomenen erkannt. Zumindest für diese kann folglich eine Abhängigkeit vom Füllgrad festgehalten werden.

Es sei abschließend noch darauf hingewiesen, dass in der Arbeit aufgrund der bestehenden Messunsicherheit nur Messpunkte zur Auswertung herangezogen werden, bei denen die übertragene Wärmerohrleistung größer 10 W beträgt (s. Kapitel 4.5). Auch wenn die in der Arbeit gegebene Messunsicherheit eine Auswertung der 0-Watt-Stufen der Stufentests (keine Leistungsaufprägung; konditioniertes Kühlwasser) nicht zulässt, soll angemerkt werden, dass bei horizontaler und negativ geneigter Ausrichtung des Zwei-Phasen-Thermosiphons – anders als bei positiv geneigter Standardausrichtung – mit einem Reversebetrieb des Wärmerohrs und entsprechenden Wärmeverlusten gerechnet werden muss. Dies ist bei der Auslegung des Kollektorkreislaufs gegebenenfalls zu berücksichtigen.

In der Arbeit soll die Frage beantwortet werden, ob die in Kapitel 3 dargelegten Zwei-Phasen-Thermosiphons für einen Einsatz im Test-Fassenkollektor „Demoflex“ geeignet sind. Die Analyse des Betriebsverhaltens zeigt, dass ein horizontaler Betrieb weder für einen Füllgrad von 30 % noch für einen Füllgrad von 45 % Füllgrad ohne Austrocknung des Verdampfers oder Teilflutung des Kondensators sichergestellt werden kann. Da für 45 % bei $-0,5^\circ$ Neigung neben der ausgetrockneten Verdampferspitze auch ein erhöhter Widerstand zwischen adiabater Zone und Kühlwasser vorliegt, kann davon ausgegangen werden, dass auch mit einem noch höheren Füllgrad kein ordnungsgemäßer Betrieb im Horizontalen bzw. bei durch die Installationstoleranzen bestehendem negativem Winkel realisierbar ist. Bei geneigter Installation ($+5^\circ$ bzw. $+10^\circ$) des Wärmerohrs am Absorber ist aufgrund des geringeren thermischen Widerstands zwischen adiabater Zone und Kühlwasser der Füllgrad von 30 % gegen-

über dem von 45 % vorzuziehen bzw. eine weitere Optimierung des Füllgrads anzuraten. Da ein Betrieb bei leichter Neigung des Wärmerohrs auch für einen Füllgrad von 30 % mit vermehrten mäßigen Instationaritäten verbunden ist, ist deren Einfluss auf den Betrieb des Wärmerohrs in Dauer- und Geräuschtests zu überprüfen.

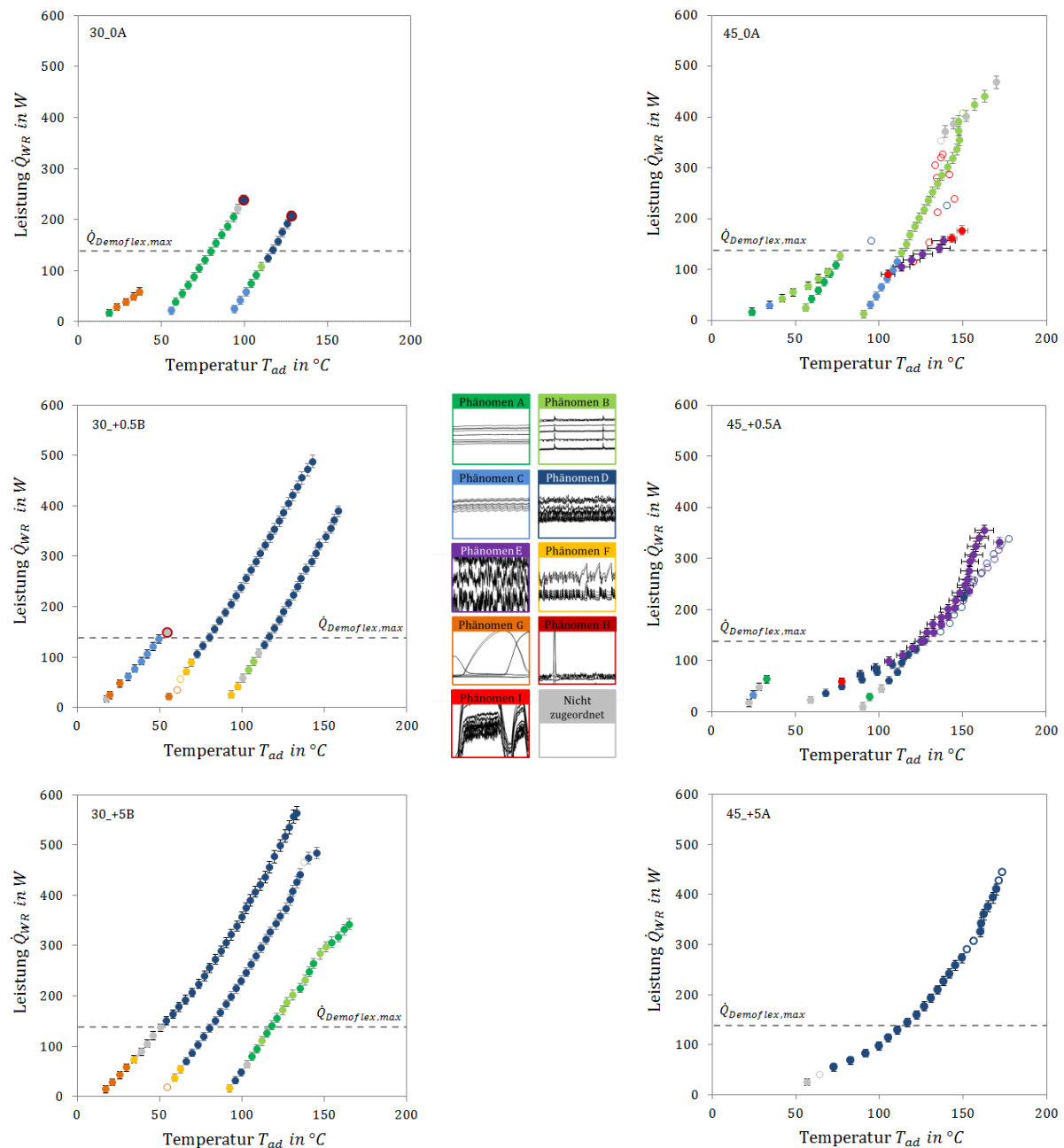


Abbildung 5-42: Überblick über den Einfluss des Neigungswinkels auf das Grenzbetriebsverhalten anhand der Phänomenkarten für beispielhafte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (links) und Test-Thermosiphon TS45 (rechts) für Winkel von 0° (oben), +0,5° (Mitte) und +5° (unten) im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $\dot{Q}_{Demoflex,max}$.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die solarthermische Aktivierung der Fassade stellt hohe architektonische Ansprüche und damit neue Herausforderungen an die Kollektorentwicklung [64, 87]. In dem Projekt „ArKol“ werden am Fraunhofer ISE zwei Wärmerohr-Fassadenkollektoren entwickelt, die diesen hohen Ansprüchen durch ihr äußeres Erscheinungsbild sowie durch eine besondere Flexibilität in Betrieb und Gestaltung gerecht werden: eine solarthermische Jalousie für die transparente Fassadengestaltung und ein Streifenkollektor für die opake Fassadenintegration [19, 52, 53].

Wärmerohrkollektoren, die Wärmerohre für den Transport der Wärme vom Absorber zum Sammelkanal einsetzen, sind durch die ihnen eigene Trennung von Absorber- und Solarfluidkreislauf besonders gut für die flexible und modulare Kollektorgestaltung geeignet. Der Anspruch einer hohen architektonischen Integration beinhaltet jedoch auch den Wunsch nach einer flexiblen, auch horizontalen Kollektorausrichtung [55, 56, 87, 90]. Da in Wärmerohrkollektoren standardmäßig Zwei-Phasen-Thermosiphons zum Einsatz kommen [42]⁴³, die die Schwerkraft zur Aufrechterhaltung des Verdampfungs-/Kondensationskreislaufs nutzen, stellt sich die Frage, inwieweit Zwei-Phasen-Thermosiphons für die winkelflexible solarthermische Fassadenintegration geeignet sind.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der experimentellen Analyse von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons. Der Literaturüberblick in Kapitel 2 bestätigt, dass Zwei-Phasen-Thermosiphons auch in horizontaler Ausrichtung zum Transport großer Wärmeleistungen geeignet sind [7, 35]⁴⁴. Jedoch ergibt sich bei den veröffentlichten Arbeiten zur Analyse des Betriebsverhaltens von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons kein einheitliches Bild. Besonders der Einfluss von Füllgrad und Neigungswinkel auf thermischen Widerstand und Leistungsgrenzen ist nicht eindeutig geklärt. Zudem wird ein häufig instationäres Verhalten beim Betrieb in der Horizontalen beschrieben [7, 45, 55–58, 87]. Daneben zeigt ein Literaturüberblick über Messmethodik und Definition der Leistungsgrenze deutliche Unterschiede auf. Es ist nicht auszuschließen, dass das instationäre Verhalten von Zwei-Phasen-Thermosiphons im Horizontalen, gepaart mit den unterschiedlichen Definitionen und Methoden zur Bestimmung der Leistungsgrenze, seinen Anteil an der unklaren Datenlage hat.

Um methodische Einflüsse auf die Analyse der Leistungsgrenze zu untersuchen bzw. auszuschließen, soll in der vorliegenden Arbeit die Frage geklärt werden, welche Definition und Messmethodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze für solare Wärmerohre im Horizontalen bzw. unter geringer Neigung zu wählen ist, um eine für die Analyse und Bewertung der Wärmerohre hinsichtlich ihres Einsatzes im Fassadenkollektor geeignete Datenlage zu schaffen.

⁴³ s. Seite 3 und Seite 8 in Quelle [42]

⁴⁴ s. Abbildung 2 in Quelle [35] (Anmerkung: 90° entspricht horizontal)

Solare Wärmerohre stellen aufgrund ihrer speziellen geometrischen Charakteristika eines kleinen Kondensators sowie Durchmessers eine besondere Herausforderung für den Betrieb um die Horizontale dar. Gleichzeitig fehlt wie ausgeführt eine fundierte Datenlage zur Auslegung insbesondere von Füllgrad und Neigung. In der Arbeit soll deshalb das Betriebsverhalten eines für den Einsatz im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ vorgesehenen Zwei-Phasen-Thermosiphons anhand der Analyse von thermischen Widerständen und Leistungsgrenzen untersucht und damit auch die Frage beantwortet werden, ob dieser für den Einsatz im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ geeignet ist.

Die für den Einsatz im Test-Fassadenkollektor „Demoflex“ und in der Arbeit zu analysierenden Zwei-Phasen-Thermosiphons werden im Kapitel 3 der Arbeit näher beschrieben. Die Auslegung der Test-Thermosiphons orientiert sich an der solarthermischen Anwendung im Allgemeinen sowie speziell den Randbedingungen des Test-Streifenkollektors „Demoflex“. Es kommen 1.500 mm lange Zwei-Phasen-Thermosiphons zum Einsatz, die einen Innendurchmesser von 11 mm, eine Kondensatorlänge von 100 mm und eine Verdampferlänge von 1.200 mm aufweisen. Als Arbeitsfluid wird Wasser, als Behälterwerkstoff Kupfer gewählt.

Die in der Arbeit zur Beantwortung der Forschungsfragen angewandte Methodik wird in Kapitel 4 ausführlich beschrieben. Als grundlegende Methode zur Analyse der thermischen Widerstände der Arbeit wird die Testmethode des „Stufentests“ gewählt, bei der bei konstanter Temperatur der Wärmesenke die dem Wärmerohr zugeführte Leistung schrittweise mit Abwarten eines stationären Zustands erhöht wird. Die ebenfalls in Kapitel 4 dargelegte Spezifizierung der Versuchsparameter orientiert sich an den Randbedingungen des Test-Streifenkollektors „Demoflex“. Der zu analysierende Füllgrad wird auf 30 % und 45 % festgelegt. Die zu untersuchenden Neigungswinkel werden zu $-0,5^\circ$, 0° , $+0,5^\circ$, $+5^\circ$ und $+10^\circ$ bestimmt. Die zwei in der Arbeit analysierten Test-Thermosiphons werden entsprechend ihres Füllgrads mit den Abkürzungen „TS30“ und „TS45“ bezeichnet.

Für die Beantwortung der Frage nach der geeigneten Leistungsgrenzmessmethodik werden alle im Stand der Technik in Kapitel 2.2 beschriebenen Definitionen der Leistungsgrenze analysiert. Die Arbeit stellt damit einen umfassenden Überblick über Definitionen der Leistungsgrenze und den möglichen Einfluss auf die gemessene Leistungsgrenze solarer horizontaler und leicht geneigter Wärmerohre zur Verfügung. Zur Analyse der geeigneten Messmethodik zur Bestimmung der Leistungsgrenze werden drei verschiedene Testmethoden ausgewählt: der Stufentest (der auch zur Analyse des Betriebsverhaltens unterhalb der Leistungsgrenze angewandt wird), eine als „sequenzielle Methode“ bezeichnete Fahrweise in Anlehnung an Sakhuja [69] und Seo & Lee [70] sowie eine „dynamische Methode“ in Anlehnung an die solare Testnorm EN ISO 22975-2:2016 [27].

Die Ergebnisse der Arbeit werden in Kapitel 5 diskutiert. Es zeigt sich, dass keine der in der Literatur vorhandenen Definitionen der Leistungsgrenze aufgrund des komplexen Betriebsverhaltens von horizontalen und leicht geneigten solaren Wärmerohren für die Analyse der Leistungsgrenze allein stehend geeignet ist. Stattdessen wird eine Analyse der Grenzen des Betriebsverhaltens anhand von „Temperaturphänomen-Karten“ vorgeschlagen, die ein breites Spektrum von Leistungsgrenzdefi-

nitionen in sich vereinen. Für die Analyse der Temperaturphänomene wird nach Vergleich von Stufentest, dynamischer und sequenzieller Methode die Messmethodik der Stufentests gewählt, mit der ein breiter Betriebsbereich der Wärmerohre inklusive des Grenzbetriebsbereichs analysiert werden kann. Die in der Arbeit vorgenommene Einteilung der Temperaturphänomene orientiert sich an der Frequenz und Amplitude der Temperaturfluktuationen, dem Grad der Instationarität sowie an aus der Literatur bekannten Phänomenen und ihrer Bewertung. Es werden neun verschiedene Temperaturphänomene unterschieden, die durch ihre farbliche Markierung in den Phänomenkarten den Grad der Instationarität und möglichen Gefährdung für den Wärmerohrbetrieb visualisieren. Die grafische Darstellung der Phänomene erfolgt in Phänomenkarten auf Basis der sekundären Messgrößen „Wärmerohrleistung“ und „adiabater Temperatur“, die wichtige Parameter für das Grenzbetriebsverhalten darstellen.

Die Analyse des Betriebsverhaltens der für den Einsatz im Testkollektor „Demoflex“ vorgesehenen Zwei-Phasen-Thermosiphons zeigt, dass der thermische Widerstand des Test-Thermosiphons TS30 (Füllgrad 30 %) bei einer Neigung von 0° und $+0,5^\circ$ (Kondensator auf Höhe von bzw. oberhalb Verdampfer) bei geringen Temperaturen vom erhöhten Widerstand zwischen Verdampfer und adiabater Zone dominiert wird. Für Test-Thermosiphon TS45 (Füllgrad 45 %) wird der thermische Widerstand dagegen bei geringen bis mäßigen Temperaturen für alle gemessenen Winkel zwischen 0° und $+10^\circ$ vom Widerstand zwischen adiabater Zone und Kühlwasser bestimmt. Für TS30 wird in den betreffenden Betriebspunkten eine Austrocknung des Verdampfers, für TS45 eine Teilflutung des Kondensators vermutet. Bei negativer Neigung von $-0,5^\circ$ (Kondensator unterhalb Verdampfer) liegt für beide Test-Thermosiphons eine Austrocknung der Verdampferspitze vor.

Die zur Analyse des Grenzbetriebsverhaltens herangezogenen Temperaturphänomen-Karten offenbaren, dass für einen Betrieb bei horizontaler Ausrichtung deutlich mehr Betriebspunkte vorliegen, denen ein stationäres oder nur leicht instationäres Verhalten zugeordnet werden kann, als bei geneigter Ausrichtung. Gleichzeitig treten in horizontaler Ausrichtung jedoch häufiger Phänomene höchster Instationarität auf, die den Wärmerohrbetrieb massiv gefährden. Ob eine geringere Leistungsgrenze für horizontale oder leicht geneigte Zwei-Phasen-Thermosiphons erkannt wird, hängt damit von der Definition des Leistungsgrenzphänomens ab. Das Ergebnis untermauert die Vermutung, dass das instationäre Verhalten von Zwei-Phasen-Thermosiphons, gepaart mit den unterschiedlichen Definitionen der Leistungsgrenze, ein Grund für die unklare Datenlage der Literatur sein kann.

Die Analyse des Grenzbetriebsverhaltens von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons anhand der Temperaturphänomen-Karten stellt eine neue Methodik dar. Sie erlaubt Einblicke in das komplexe Betriebsverhalten von solaren horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons, die mit der Definition einer fixen Leistungsgrenze nicht möglich wären und die eine breite Datenbasis für die Optimierung liefern. Auch zeigt sich, dass das Betriebsverhalten von Zwei-Phasen-Thermosiphons um die Horizontale aufgrund der beobachteten komplexen und sehr unterschiedlichen Temperaturphänomene anhand keiner der in der Arbeit als theoretische Referenz herangezogenen Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze sinnvoll beschrieben werden kann. Auf vielen – deutlich mehr als in der Arbeit durchgeführten – Messungen basierende Phänomenkarten sind

möglicherweise geeignet, um das Grenzbetriebsverhalten von horizontalen und leicht geneigten Zwei-Phasen-Thermosiphons vorherzusagen und eine entsprechende Auslegung von Zwei-Phasen-Thermosiphons zu erlauben. Zudem kann eine Auftragung der Phänomene bzw. der Leistung in Abhängigkeit von Verdampfer- bzw. Kondensatortemperatur oder als Funktion der treibenden Temperaturdifferenzen möglicherweise weitere Einblicke in die physikalischen Ursachen der Phänomene liefern.

Auf Grundlage der Analyse des Betriebsverhaltens kann ein horizontaler Betrieb im Testkollektor „Demoflex“ für keinen der beiden getesteten Füllgrade von 30 % und 45 % ohne das Auftreten von den Wärmerohrbetrieb gefährdenden Temperaturphänomenen garantiert werden. Da für 45 % Füllgrad bei $-0,5^\circ$ Neigung neben der Austrocknung des Verdampfers auch ein deutlich erhöhter Widerstand zwischen adiabater Zone und Kühlwasser vorliegt, wird vermutet, dass auch mit einem noch höheren Füllgrad kein ordnungsgemäßer Betrieb im Horizontalen bzw. bei durch die Installationstoleranzen bestehendem negativem Winkel realisierbar ist. Eine geneigte Installation des Wärmerohrs am Absorber ist denkbar. Da diese jedoch mit vermehrten mäßigen Instationaritäten verbunden ist, ist deren Einfluss auf den Betrieb des Wärmerohrs in Dauer- und Geräuschtests zu überprüfen.

Auch wenn die gegenwärtige Konstruktion des Testkollektors „Demoflex“ eine geneigte Installation des Wärmerohrs am Absorber bei horizontal installiertem Kollektor erlaubt, stellt die horizontale Ausrichtung des Wärmerohrs wie in Kapitel 4.2 ausgeführt die im Projekt favorisierte Variante dar. Sollte eine horizontale Ausrichtung der Test-Thermosiphons bei Verringerung der Installations- und Fertigungstoleranzen weiterverfolgt werden, stellen die Austrocknung des Wärmerohrs bei einem Füllgrad von 30 % bei geringen Temperaturen bzw. das hoch instationäre Verhalten des Wärmerohrs bei einem Füllgrad von 45 % die entscheidenden Herausforderungen dar. Es ist zu prüfen, ob diese durch die Wahl eines Füllgrads zwischen 30 % und 45 % zu überwinden sind. Ein Blick auf die im Stand-der-Technik-Kapitel 2.1 dargelegten Arbeiten von Jouhara et al. [45] und Solomon et al. [76] legt die Möglichkeit nahe, dass die Austrocknung des Wärmerohrs sowie die erhöhten Instationaritäten durch einen Wechsel im Arbeitsfluid oder eine Behältervorbehandlung verhindert werden können. Zuvor ist ein Einfluss der Temperatur der Wärmesenke auf den Neigungswinkel des Testaufbaus zu prüfen. Gleiches gilt für den Einfluss der Degradation der Wärmerohre. Obwohl im Rahmen der Arbeit durch das Einfahren der Wärmerohre und Reproduktionsversuche auf möglichst stabile Bedingungen geachtet wurde, ist die Anzahl der in der Arbeit durchgeführten Tests zu gering, um eine sichere Aussage über den horizontalen Wärmerohrbetrieb über die Lebensspanne eines Fassadenkollektors zu treffen.

Die Anwendung in Fassadenkollektoren, speziell in den im Projekt „ArKol“ entwickelten Kollektoren, stellt besondere Herausforderungen an den horizontalen Thermosiphon: Der im Projekt gegebene Anspruch einer flexiblen Länge der Kollektorstreifen, Installationstoleranzen im Fassadenbau, Winkeländerungen aufgrund von thermischen Ausdehnungen, Wolkendurchzüge und Verschattung sowie die an der Fassade geforderte hohe Lebensdauer des Kollektors erhöhen die Wahrscheinlichkeit, dass ein dauerstabiler Betrieb des Zwei-Phasen-Thermosiphons im Horizontalen nur unter einem

hohen Entwicklungsaufwand möglich ist. Gleichzeitig erinnern die häufig auftretende Teilflutung des Kondensators bei gleichzeitiger Aufrechterhaltung des Wärmerohrbetriebs sowie das teils chaotische und oszillierende Verhalten der Thermosiphons an den Betrieb von pulsierenden Wärmerohren. Möglicherweise können pulsierende Wärmerohre ein Ansatz sein, um die „Not zur Tugend zu machen“ und so die bestehenden Herausforderungen zu überwinden.

Literaturverzeichnis

- [1] Aguayo E, Fast J, Reid DJ (2012) Design of a thermosiphon for cooling low-background HPGe arrays. In: Weisend JG, II. (Hrsg) Advances in cryogenic engineering. Transactions of the Cryogenic Engineering Conference - CEC, Volume 57A. AIP, Melville, New York, S 425–432
- [2] Aguayo E, Busch M, Daniels R, Fast JE, Green MP, Reid DJ (2013) The design of an ultra-low background thermosyphon for the Majorana Demonstrator. Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment 709:17–21. doi:10.1016/j.nima.2012.11.191
- [3] Anderson W, Bonner R, Dussinger P, Hartenstine J, Sarraf D, Locci I (2007) Intermediate Temperature Fluids Life Tests - Experiments. In: American Institute of Aeronautics and Astronautics (Hrsg) 5th International Energy Conversion Engineering Conference (IECEC). American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, Va., S 1–16
- [4] Beijing Sunda Solar Energy Technology Co., Ltd. (o. J.) SEID08 series Heat Pipe Vacuum Tube Solar Collector. http://www.sundasolar.com/product_seido8%20series%20collector.html. Zugriffen: 04. Oktober 2019
- [5] Bertoldo Junior J, Vlassov VV, Genaro G, Guedes UTV (2015) Dynamic test method to determine the capillary limit of axially grooved heat pipes. Experimental Thermal and Fluid Science 60:290–298. doi:10.1016/j.expthermflusci.2014.10.002
- [6] Bezrodny MK (1978) The upper limit of maximum heat transfer capacity of evaporative thermosiphons. Teploenergetika 25(8):63–66
- [7] Bezrodny MK, Podgoretskii VM (1994) Flooding and heat transfer limits in horizontal and inclined two-phase thermosiphons. Experimental Thermal and Fluid Science 9(3):345–355
- [8] Bezrodny MK, Volkov SS, Podgoretskii VM (1989) Hydrodynamics of flooding in two-phase flow in a horizontal thermosiphon. Fluid Mechanics-Soviet Research 18(6):29–34
- [9] Boertz H (2017) Entwicklung und Bewertung eines Messkonzepts für die Untersuchung instationärer kapillargestützter Verdampfungsprozesse im Niederdruck. Masterarbeit, Hochschule Kempten, angefertigt am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg
- [10] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (2018) Gesamtausgabe der Grafiken zu Energiedaten. Stand: August 2018. <https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Downloads/Energiedaten/energiedaten-gesamt-pdf-grafiken.html>. Zugriffen: 08. Oktober 2019

- [11] Cappel C, Streicher W, Lichtblau F, Maurer C (2014) Barriers to the Market Penetration of Façade-integrated Solar Thermal Systems. *Energy Procedia* 48:1336–1344. doi:10.1016/j.egypro.2014.02.151
- [12] Cappel C, Streicher W, Hauer M, Lichtblau F, Szuder T, Kuhn TE, Maurer C (2015) "AKTIFAS" Fassadenintegrierte Solarthermie: Bestandsaufnahme und Entwicklung zukunftsfähiger Konzepte. Die Zukunft fassadenintegrierter Solarthermie, Schlussbericht, Projekt Aktifas, Freiburg i. Br. <http://publica.fraunhofer.de/dokumente/N-349495.html>. Zugriffen: 04. Oktober 2019
- [13] DAkkS Deutsche Akkreditierungsstelle (2010) Angabe der Messunsicherheit bei Kalibrierungen. 1. Ausgabe, 0. Revision (DAkkS-DKD-3)
- [14] DAkkS Deutsche Akkreditierungsstelle (2010) Anleitung zum Erstellen eines Kalibrierscheines. 1. Ausgabe, 2. Revision (DAkkS-DKD-5)
- [15] DAkkS Deutsche Akkreditierungsstelle (2010) Bestimmung von Thermometerkennlinien. 1. Ausgabe, 0. Revision (DAkkS-DKD-R 5-6)
- [16] DAkkS Deutsche Akkreditierungsstelle (2010) Kalibrierung von Widerstandsthermometern. 1. Ausgabe, 1. Revision (DAkkS-DKD-R 5-1)
- [17] Deng Y, Zhao Y, Quan Z, Zhu T (2015) Experimental Study of the Thermal Performance for the Novel Flat Plate Solar Water Heater with Micro Heat Pipe Array Absorber. *Energy Procedia* 70:41–48. doi:10.1016/j.egypro.2015.02.095
- [18] DenHartog SL (1988) A thermosyphon for horizontal applications. *Cold Regions Science and Technology* 15(3):319–321. doi:10.1016/0165-232X(88)90078-X
- [19] Denz P-R, Vongsignha P, Haeringer S, Kuhn TE, Maurer C, Hermann M, Seifarth H, Morawietz K (2018) Solar thermal facade systems - an interdisciplinary approach. In: *Advanced Building Skins GmbH (Hrsg) 13th Conference on Advanced Building Skins*. 1-2 October 2018, Bern, Switzerland. *Advanced Building Skins, Wilen*, S 964–975
- [20] Denz P-R / Priedemann Facade-Lab GmbH (27. Juni 2017) Längenabmessungen im Fassadenbau. Mündliche Mitteilung, ArKol-Projekt-Workshop, Freiburg, Deutschland
- [21] Deutsches Kupferinstitut (2005) Werkstoff-Datenblatt Cu-DHP - CW024A (2.0090). Stand 2005. https://www.kupferinstitut.de/fileadmin/user_upload/kupferinstitut.de/de/Documents/Shop/Verlag/Downloads/Werkstoffe/Datenblaetter/Kupfer/Cu-DHP.pdf. Zugriffen: 14. Oktober 2019
- [22] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (1999) Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen (ENV 13005:1999)
- [23] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2005) Allgemeine Anforderungen an die Kompetenz von Prüf- und Kalibrierlaboratorien (EN ISO IEC 17025:2005)
- [24] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2010-2019) Klassifizierung von Bauprodukten und Bauarten zu ihrem Brandverhalten. Teil 1 bis Teil 6 (DIN EN 13501)

- [25] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2013) Toleranzen im Hochbau - Bauwerke (DIN 18202:2013-04)
- [26] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2014) Solarenergie - Thermische Sonnenkollektoren - Prüfverfahren (EN ISO 9806:2013)
- [27] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2017) Solarenergie - Kollektorbauteile und -materialien. Teil 2: Wärmerohre für solarthermische Anwendungen - Beständigkeit und Leistungsfähigkeit (EN ISO 22975-2:2016)
- [28] Duffie JA, Beckman WA (2013) Solar Engineering of Thermal Processes, 4. Aufl. John Wiley & Sons, Inc, Hoboken, NJ
- [29] Eicker U (2012) Solare Technologien für Gebäude. Grundlagen und Praxisbeispiele, 2. Aufl. Studium. Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, Wiesbaden
- [30] Faghri A (1995) Heat pipe science and technology, 1. Aufl. Taylor & Francis, Boca Raton, FL
- [31] Geng W, Zhang H, Zhuang J, Tao H (2013) Analysis on natural convection numerical calculation of the connection tube of the solar thermal collector. In: IEEE (Hrsg) International Conference on Materials for Renewable Energy and Environment (ICMREE 2013). 19-21 August 2013, Chengdu, China. IEEE, Piscataway, NJ, S 43–46
- [32] Grooten MHM, Geld CWM van der (2009) Predicting Heat Transfer in Long R-134a Filled Thermosyphons. Journal of Heat Transfer 131(5):051501-1. doi:10.1115/1.3000969
- [33] Grooten MHM, Geld CWM van der (2010) The Effect of the Angle of Inclination on the Operation Limiting Heat Flux of Long R-134a Filled Thermosyphons. Journal of Heat Transfer 132(5):051501-1/5. doi:10.1115/1.4000441
- [34] Gross U (1991) Kondensation und Verdampfung im geschlossenen Thermosyphon. Zugl.: Stuttgart, Univ., Habil.-Schr., 1990. Fortschritt-Berichte / VDI Reihe 19, Wärmetechnik, Kältetechnik, Nr. 46. VDI-Verl., Düsseldorf
- [35] Hahne E, Gross U (1981) The influence of the inclination angle on the performance of a closed two-phase thermosyphon. Journal of Heat Recovery Systems 1(4):267–274. doi:10.1016/0198-7593(81)90037-0
- [36] Haynes FD, Zarling JP (1988) Thermosyphons and foundation design in cold regions. Cold Regions Science and Technology 15(3):251–259. doi:10.1016/0165-232X(88)90072-9
- [37] Haynes FD, Zarling JP, Gooch GE (1992) Performance of a thermosyphon with a 37-meter-long, horizontal evaporator. Cold Regions Science and Technology 20(3):261–269. doi:10.1016/0165-232X(92)90033-Q
- [38] Hermann M, Morawietz K, Seifarth H (2019) ArKol – Solarthermische Architektur mit Heat-Pipe-Kollektoren. Präsentiert auf: 29. Symposium Solarthermie und innovative Wärmesysteme, Bad Staffelstein, Deutschland, 21.-23. Mai 2019

- [39] Hübner G (2009) Untersuchungen zur Heat-Pipe-Technologie mit dem Ziel der Entwicklung eines Teststands. Diplomarbeit, Technische Fachhochschule Berlin, angefertigt am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg
- [40] Hussein HMS, Mohamad MA, El-Asfour AS (2001) Theoretical analysis of laminar-film condensation heat transfer inside inclined wickless heat pipes flat-plate solar collector. *Renewable Energy* 23(3-4):525–535. doi:10.1016/S0960-1481(00)00149-X
- [41] Imura H, Sasaguchi K, Kozai H, Numata S (1983) Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 26(8):1181–1188. doi:10.1016/S0017-9310(83)80172-0
- [42] Jack S (2016) Betrachtungen zum Nutzwärmestrompfad von solarthermischen Kollektoren mit Wärmerohren. Zugl.: Kassel, Univ., Diss., 2015. *Berichte aus der Energietechnik*. Shaker Verlag, Aachen
- [43] Jack S, Rockendorf G (2013) Wärmerohre in Sonnenkollektoren - Wärmetechnische Grundlagen und Bewertung sowie neue Ansätze für die Integration. Abschlussbericht zum Vorhaben; Kurzbezeichnung: HP-Opt; Förderkennzeichen: 0325962A; Laufzeit: 01.06.2010 - 31.05.2013. Inst. für Solarenergieforschung, Hameln
- [44] JCGM (2008) Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement. GUM 1995 with minor corrections, 1. Aufl (JCGM 100:2008)
- [45] Jouhara H, Ajji Z, Koudsi Y, Ezzuddin H, Mousa N (2013) Experimental investigation of an inclined-condenser wickless heat pipe charged with water and an ethanol–water azeotropic mixture. *Energy* 61:139–147. doi:10.1016/j.energy.2012.09.033
- [46] Katenbrink N / Quick-Ohm Küpper & Co. GmbH (10. Juni 2018) Herstellungslängen marktverfügbarer Sinter-Wärmerohre. Mündliche Mitteilung, Joint of the 19th International Heat Pipe Conference and the 13th International Heat Pipe Symposium, Pisa, Italien
- [47] Khairnasov SM, Zaripov VK, Passamakin BM, Kozak DV (2013) The study of the heat-engineering characteristics of a solar heat collector based on aluminum heat pipes. *Applied Solar Energy* 49(4):225–231. doi:10.3103/S0003701X13040051
- [48] Kumar Jha H, Bhong MG (2015) Thermal performance of long evaporative section acetone fluid thermosyphon used in solar water heating system. *International Engineering Research Journal (IERJ) Special Issue* 2:1905–1908
- [49] Kutateladze SK (1972) Elements of the Hydrodynamics of gas-liquid systems. *Fluid Mechanics-Soviet Research* 1(4):29–50
- [50] Lämmle M (2019) Thermal management of PVT collectors. Development and modelling of highly efficient glazed, flat plate PVT collectors with low-emissivity coatings and overheating protection. Zugl.: Freiburg, Univ., Diss., 2018. *Solar energy and systems research*. Fraunhofer Verlag, Stuttgart

- [51] Lemmon EW, Bell IH, Huber ML, McLinden MO (2018) NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg
- [52] Maurer C (2018) Mehr Praxisnähe mit Heat-Pipes. Solarthermische Fassaden liefern Energie. *Industrie-Anzeiger* 140(2):54–55
- [53] Maurer C (2019) Flexible Fassadenkollektoren für solare Architektur. <https://arkol.de/de>. Zugegriffen: 04. Oktober 2019
- [54] Morawietz K, Hermann M (2014) Integrated development and modeling of heat pipe solar collectors. *Energy Procedia* 48:157–162. doi:10.1016/j.egypro.2014.02.020
- [55] Morawietz K, Röschl T, Halim IABA, Paul T, Hermann M (2016) Effects of measurement conditions on operating limits of solar horizontal heat pipes. *Energy Procedia* 91:366–375. doi:10.1016/j.egypro.2016.06.284
- [56] Morawietz K, Paul T, Schnabel L (2018) Experimental investigation of horizontal and slightly inclined closed two-phase thermosyphons and heat pipes for solar façade integration. Präsentiert auf: Joint of the 19th International Heat Pipe Conference and the 13th International Heat Pipe Symposium, Pisa, Italien, 10.-14. Juni 2018
- [57] Negishi K, Sawada T (1983) Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 26(8):1207–1213. doi:10.1016/S0017-9310(83)80175-6
- [58] Nguyen-Chi H, Groll M (1981) Entrainment or flooding limit in a closed two-phase thermosyphon. *Journal of Heat Recovery Systems* 1(4):275–286. doi:10.1016/0198-7593(81)90038-2
- [59] Nuntaphan A, Tiansuwan J, Kiatsiriroat T (2002) Enhancement of heat transport in thermosyphon air preheater at high temperature with binary working fluid. A case study of TEG–water. *Applied Thermal Engineering* 22(3):251–266. doi:10.1016/S1359-4311(01)00088-6
- [60] Pabón NYL, Vieira GSC, Milanez KW, Mantelli MBH (2018) Performance of a small diameter two-phase closed thermosyphon in geyser boiling condition. Präsentiert auf: Joint of the 19th International Heat Pipe Conference and the 13th International Heat Pipe Symposium, Pisa, Italien, 10.-14. Juni 2018
- [61] Papula L (2014) Mathematische Formelsammlung. Für Ingenieure und Naturwissenschaftler, 11. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden
- [62] Payakaruk T, Terdtoon P, Rittidech S (2000) Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined closed two-phase thermosyphon at normal operating conditions. *Applied Thermal Engineering* 20(9):781–790. doi:10.1016/S1359-4311(99)00047-2
- [63] Rabiee R, Rajabloo B, Désilets M, Proulx P (2019) Heat transfer analysis of boiling and condensation inside a horizontal heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 139:526–536. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.046

- [64] Rassamakin BM, Khairnasov S, Zaripov V, Rassamakin A, Alforova O (2013) Aluminum heat pipes applied in solar collectors. *Solar Energy* 94:145–154. doi:10.1016/j.solener.2013.04.031
- [65] Reay DA, Kew PA, McGlen RJ (2014) Heat pipes. Theory, design and applications, 6. Aufl. Elsevier, Amsterdam
- [66] Riffat SB, Zhao X, Doherty PS (2002) Analytical and numerical simulation of the thermal performance of 'mini' avitational and 'icro' gravitational heat pipes. *Applied Thermal Engineering* 22(9):1047–1068. doi:10.1016/S1359-4311(02)00029-7
- [67] Robinson A, Smith K, Hughes T, Filippeschi S (2018) Heat and Mass Transfer for a Small Diameter Thermosyphon with Low Fill Ratio. Präsentiert auf: Joint of the 19th International Heat Pipe Conference and the 13th International Heat Pipe Symposium, Pisa, Italien, 10.-14. Juni 2018
- [68] Rohsenow WM, Hartnett JP, Ganic EN (Hrsg) (1985) Handbook of heat transfer fundamentals, 2. Aufl. McGraw-Hill, New York
- [69] Sakhuja RK (1973) Flooding constraint in wickless heat pipes. ASME Publication 73-WA/HT-7
- [70] Seo J, Lee J-Y (2016) Length effect on entrainment limitation of vertical wickless heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 101:373–378. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.096
- [71] Seo J, Bang I-C, Lee J-Y (2016) Length effect on entrainment limit of large-L/D vertical heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 97:751–759. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.02.065
- [72] Shiraishi M, Kikuchi K, Yamanishi Y (1982) Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. In: Reay DA (Hrsg) *Advances in Heat Pipe Technology. Proceedings of the IVth International Heat Pipe Conference*, 7-10 September 1981, London, UK, 1. Aufl. Pergamon Press, Oxford, S 95–104
- [73] Shiraishi M, Terdtoon P, Murakami M (1995) Visual study on flow behavior in an inclined two-phase closed thermosyphon. *Heat Transfer Engineering* 16(1):53–59. doi:10.1080/01457639508939845
- [74] Shiraishi M, Kim YI, Murakami M, Terdtoon P (1997) A correlation for the critical heat transfer rate in an inclined two-phase closed thermosyphon. In: Andrews J, Akbarzadeh A, Sauciu I (Hrsg) *Heat pipe technology. Theory, applications and prospects. Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium*, Melbourne, Australia, 17-20 November 1996, 1. Aufl. Pergamon, Oxford, S 248–254
- [75] Smith K, Siedel S, Robinson AJ, Kempers R (2016) The effects of bend angle and fill ratio on the performance of a naturally aspirated thermosyphon. *Applied Thermal Engineering* 101:455–467. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.01.024
- [76] Solomon AB, Roshan R, Vincent W, Karthikeyan VK, Asirvatham LG (2015) Heat transfer performance of an anodized two-phase closed thermosyphon with refrigerant as working fluid. In-

- ternational Journal of Heat and Mass Transfer 82:521–529. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.034
- [77] Tecchio C, Oliveira JLG, Paiva KV, Mantelli MBH, Galdolfi R, Ribeiro LGS (2017) Geyser boiling phenomenon in two-phase closed loop-thermosyphons. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 111:29–40. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.092
- [78] Terdtoon P, Shiraishi M, Murakami M (1990) Effect of inclination angle on heat transfer characteristics of closed two-phase thermosyphon. In: The Institute of Space and Astronautical Science (Hrsg) The Institute of Space and Astronautical Science report SP no. 12. The Proceedings of the Symposium on Mechanics for Space Flight 1989. o. V., Tokyo, S 167–173
- [79] Terdtoon P, Shiraishi M, Murakami M (1993) Investigation of effect of inclination angle on heat transfer characteristics of closed two-phase thermosyphon. In: Vasiliev LL (Hrsg) Heat pipe technology, Volume 1, Fundamentals and Experimental Studies. Proceedings of the 7. International Heat Pipe Conference. Begell House, New York, NY, S 517–524
- [80] Tien CL, Chung KS (1979) Entrainment limits in heat pipes. *AIAA Journal* 17(6):643–646
- [81] VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. / VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg) (2013) VDI-Wärmeatlas, 11. Aufl. VDI-Buch. Springer Vieweg, Berlin
- [82] VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. / Verband der Elektrotechnik Elektronik Informations-technik VDE (2014) Dynamisches Verhalten von Berührungsthermometern, Grundlagen und Kennwerte. Blatt 1 (VDI/VDE 3522)
- [83] VFF Verband Fenster + Fassade (2016) Toleranzen im Fester-, Türen und Fassadenbau. VFF Merkblatt TOL.01, Frankfurt
- [84] Viessmann Werke GmbH & Co. KG (2019) Datenblatt Vitosol 200-TM Typ SEPA. Vakuumröhrenkollektor nach dem Heatpipe-Prinzip zur Nutzung der Sonnenenergie. https://www.viessmann.de/content/dam/vi-brands/DE/Produkte/Solarsysteme/Vitosol-200-TM/DB-5624904_Vitosol_200-TM.pdf/_jcr_content/renditions/original.media_file.download_attachment.file/DB-5624904_Vitosol_200-TM.pdf. Zugriffen: 04. Oktober 2019
- [85] Wagner W, Pruß A (2002) The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 31(2):387–535. doi:10.1063/1.1461829
- [86] Wallis GB (1969) One-dimensional two-phase flow. McGraw-Hill, New York
- [87] Wang C, Feng W, Jiao Q, Li S, Cai D (2015) Study on Heat Transfer Capacity of the Solar Horizontal Heat Pipe. *Energy Procedia* 70:324–331. doi:10.1016/j.egypro.2015.02.130
- [88] Williams RR, Harris DK (2006) A device and technique to measure the heat transfer limit of a planar heat pipe wick. *Experimental Thermal and Fluid Science* 30(3):277–284. doi:10.1016/j.expthermflusci.2005.07.008

- [89] Wojtasik K, Wlazlak A, Zajackowski B (2018) The influence of geyser boiling on performance of the two-phase-closed thermosyphon filled with R134a. Präsentiert auf: Joint of the 19th International Heat Pipe Conference and the 13th International Heat Pipe Symposium, Pisa, Italien, 10.-14. Juni 2018
- [90] Xinian J, Hongchuan G, Hanshan G, Xiaobo Z (2009) Horizontal heat pipe vacuum tube collector application in balcony solar water heater. In: Goswami DY, Zhao. Y (Hrsg) Proceedings of ISES World Congress 2007 (Vol.1-Vol.5). Solar Energy and Human Settlement, 1. Aufl. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, S 571–574
- [91] Xu J, Goering DJ (2008) Experimental validation of passive permafrost cooling systems. Cold Regions Science and Technology 53(3):283–297. doi:10.1016/j.coldregions.2007.09.002

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Visualisierung der im Rahmen des Projekts „ArKol“ entwickelten Fassadenkollektoren „Solarthermische Jalousie“ (links) und „Streifenkollektor“ (rechts); © Uni Stuttgart / IBK2....	2
Abbildung 1-2: Schematische Darstellung von Funktion und Aufbau eines Wärmerohrs.	3
Abbildung 1-3: Thermisches Ersatzschaltbild eines Zwei-Phasen-Thermosiphons in Anlehnung an [81].	5
Abbildung 1-4: Schematische Darstellung des möglichen Arbeitsbereichs eines Wärmerohrs mit Leistungsgrenzen.	5
Abbildung 1-5: In der Arbeit angewandte Neigungswinkelkonvention.	6
Abbildung 1-6: Schematische Darstellung des Aufbaus von Wärmerohrkollektor und direktdurchströmten Kollektor.	6
Abbildung 3-1: Foto des Testkollektors „Demoflex“; © Fraunhofer ISE.	26
Abbildung 3-2: Skizze von Funktion und Aufbau des Testkollektors „Demoflex“.	26
Abbildung 3-3: Wechselwirkungsgrenze nach [42, 58] in Abhängigkeit der Betriebstemperatur für drei verschiedene Neigungswinkel für einen Innendurchmesser des Zwei-Phasen-Thermosiphons von 7 mm (links) und 11 mm (rechts) im Vergleich mit Kollektorjahresleistungspunkten.	29
Abbildung 4-1: Beispiel eines Stufentests zur Vermessung der Leistungsgrenze eines Wärmerohrs der Charge WR7 (s. Tabelle 1-1) bei konstanter Kühlwassereintrittstemperatur von 12 °C unter einem Winkel von +8°.	31
Abbildung 4-2: Visualisierung des Grenzwinkels, ab dem der Verdampfer des Wärmerohrs auch ohne Leistungsaufprägung trocken fällt.	33
Abbildung 4-3: Möglicher Neigungswinkelinstallationsbereich für die Wärmerohre am Absorberstreifen des Testkollektors „Demoflex“.	34
Abbildung 4-4: Beispiel eines gemeinsam mit dem Absorberblech extrudierten Wärmerohrs für die solarthermische Fassadenintegration; Grafik aus Rassamakin et al. [64].	35
Abbildung 4-5: Beispiel eines Array-Designs eines Wärmerohrs für die solarthermische Anwendung; Grafik aus Deng et al. [17].	35
Abbildung 4-6: Einteilung der Messgrößen der Arbeit in primäre, sekundäre und tertiäre Messgrößen.	36
Abbildung 4-7: Veranschaulichung ausgewählter Messgrößen der Arbeit im Ersatzschaltbild.	38
Abbildung 4-8: Beispielhafte Messergebnisse des Widerstands $R_{ad, KW}$ (Symbol „Punkt“) im Vergleich mit der gemessenen Kühlwassertemperatur T_{KW} (Symbol „Dreieck“): Deutliche Änderung im Verlauf des Widerstands $R_{ad, KW}$ ohne signifikante Änderung im Verlauf der Kühlwassertemperatur T_{KW} (links); deutlicher Unterschied des Widerstands $R_{ad, KW}$ für Test-Thermosiphon TS30 und TS45 ohne signifikanten Unterschied der Kühlwassertemperatur T_{KW} (rechts).	39

Abbildung 4-9: Beispiel des Einflusses der Leistungserhöhung von einer zur nächsten Stufe mit und ohne Rampe beim Stufentest eines Wärmerohrs der Charge WR7 (s. Tabelle 1-1) bei konstanter Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C unter einem Winkel von + 8°.	42
Abbildung 4-10: Schematische Darstellung verschiedener Fahrweisen von Leistungsgrenztests mit einmaligem oder mehrmaligem Überschreiten der Leistungsgrenze.	43
Abbildung 4-11: Schematische Skizze des Teststandaufbaus.	44
Abbildung 4-12: Ausrichtung der optischen Platte mithilfe eines Rotationslasers bei auf den Wellenhaltern gelagertem Wärmerohr; © Fraunhofer ISE.	44
Abbildung 4-13: Länge von Verdampfer, Kondensator und adiabater Zone und Sensorposition entlang der Wärmerohrachse in Millimetern.	45
Abbildung 4-14: Vergleich von Messpunkten der Leistungsgrenze zweier unterschiedlicher Messreihen sowie mit Korrelationen der Leistungsgrenze aus der Literatur [42, 58] für ein solares Wärmerohr der Charge WR7 unter einer Neigung von +8°. Die Temperatur des Wärmerohrs entspricht der Temperatur der adiabaten Zone der jeweiligen Messpunkte.	47
Abbildung 4-15: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung für vier Referenztests während der Messreihen von Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten): Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und $R_{ad, KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).	50
Abbildung 4-16: Vergleich von aufgeprägter elektrischer Leistung P_{el} und bilanziertem Wärmestrom Q_{WR} in vier Referenztests für Test-Thermosiphon TS30 (links) und TS45 (rechts).	51
Abbildung 4-17: Bilanzraum der Leistungsbilanzierung mit über die Bilanzgrenzen tretenden Wärmeströmen.	52
Abbildung 4-18: Beispiel der grafischen Darstellung der Zeitverläufe der Stufentests in der vorliegenden Arbeit.	57
Abbildung 4-19: Beispiel der grafischen Darstellung von sekundären Messgrößen (ausgefüllte Symbole) und Hilfwerten (unausgefüllte Symbole) in der vorliegenden Arbeit.	58
Abbildung 4-20: Beispiel der im Rahmen der Messunsicherheitsbetrachtung auswertbaren (→ sekundäre Messgrößen) und nicht auswertbaren Stufen (→ Hilfsgrößen, Stufen rot hinterlegt) eines Stufentests.	58
Abbildung 5-1: Beispielhafte Stufentests mit Temperaturanstieg für einen Füllgrad von 30 % und einem Neigungswinkel von 0° bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben) und 90 °C (unten).	61
Abbildung 5-2: Beispielhafte Stufentests mit teils temporärem Temperaturanstieg und Abfall der Übertragungsleistung für einen Füllgrad von 30 % und einem Neigungswinkel von +0,5° bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C für Durchlauf B (oben) und Durchlauf A (unten).	62
Abbildung 5-3: Beispielhafte Stufentests mit erhöhter Temperaturdifferenz über den Verdampfer für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C bei einem Neigungswinkel von 0° (oben) und einem Neigungswinkel von +5° (unten).	64

Abbildung 5-4: Beispielhafter Stufentest mit Temperaturschwankungen für einen Füllgrad von 45 % und einem Neigungswinkel von 0° für eine Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C (oben) mit vergrößerten Ausschnitten (unten) der grau hinterlegten Stufen.....	65
Abbildung 5-5: Beispielhafter Stufentest mit Temperaturschwankungen für einen Füllgrad von 30 % und einem Neigungswinkel von 0° für eine Kühlwassereintrittstemperatur von 90 °C (oben) mit vergrößerten Ausschnitten (unten) der grau hinterlegten Stufen.....	65
Abbildung 5-6: Beispielhafter Stufentest mit stagnierender Übertragungsleistung für einen Füllgrad von 30 % und einem Neigungswinkel von +5° bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C.....	66
Abbildung 5-7: Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und adiabater Zone (links) und adiabater Zone und Kühlwasser (rechts) in Abhängigkeit des übertragenen Wärmestroms für Referenztest R1 und R2 (oben) und Vortest V1 und V2 (unten) mit und ohne Bruch der Linearität.....	68
Abbildung 5-8: Zeitverlauf des Leistungsgrenztests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C in Abhängigkeit der Fahrweise: Stufentestmethode (oben), dynamische Testmethode (Mitte), sequenzielle Methode (unten).	71
Abbildung 5-9: Zeitverlauf des Leistungsgrenztests bei einem Neigungswinkel von +0,5° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C in Abhängigkeit der Fahrweise: Stufentestmethode (oben), dynamische Testmethode (Mitte), sequenzielle Methode (unten).	72
Abbildung 5-10: Einteilung der Temperaturphänomene in Kategorien A bis I mit Beispielverläufen und zugeordneter Farbe für Visualisierungszwecke. (Kategorie G ist in einer von den anderen Kategorien abweichenden Temperaturskala dargestellt.).....	74
Abbildung 5-11: Beispiel der Zuordnung einer Stufe im Stufentest (im Gesamtzeitverlauf grau hinterlegt) zu einem Phänomen anhand des Zeitverlaufs des gesamten Stufentests (oben), der zu bewertenden Stufe (links unten) und des Auswertintervalls der zu bewertenden Stufe (rechts unten).....	76
Abbildung 5-12: Beispiel der Darstellung der Phänomene der Stufen eines Stufentests in einer auf den sekundären Messgrößen $QWR(Tad)$ beruhenden Phänomenkarte.....	77
Abbildung 5-13: Vergleich von konventioneller Darstellung der Leistungsgrenze mithilfe einer Leistungsgrenzkennlinie (links) und Darstellung des Grenzbetriebsverhaltens anhand von Phänomenkarten (rechts) bei Anwendung des Stufentests (schematische Darstellung).....	78
Abbildung 5-14: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von -0,5° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten).	80
Abbildung 5-15: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von -0,5° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Test-Thermosiphon TS30 (grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot): Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und $R_{ad, KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).	81

Abbildung 5-16: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ für ausgewählte Durchläufe des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $Q_{Demoflex, max}$	82
Abbildung 5-17: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (unten).	83
Abbildung 5-18: Übertragene Wärmerohrleistung in Abhängigkeit der adiabaten Temperatur mit Sprung der Kennlinie bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C für Test-Thermosiphon TS45 für alle Durchläufe A bis C'.....	85
Abbildung 5-19: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C für Test-Thermosiphon TS45: Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und $R_{ad, KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).	86
Abbildung 5-20: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C für Test-Thermosiphon TS30 (grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot): Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und $R_{ad, KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).	86
Abbildung 5-21: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (Mitte und unten).	87
Abbildung 5-22: Übertragene Wärmerohrleistung in Abhängigkeit der adiabaten Temperatur mit Unterscheidung in unteren und oberen Kennlinienverlauf bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Test-Thermosiphon TS45 für alle Durchläufe A bis C'.....	88
Abbildung 5-23: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für alle Durchläufe von Test-Thermosiphon TS45: Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und $R_{ad, KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).	89
Abbildung 5-24: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot und orange): Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und $R_{ad, KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).	90
Abbildung 5-25: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (unten) bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 90°C	91
Abbildung 5-26: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 90°C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot):	

Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und Rad, KW (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).....	92
Abbildung 5-27: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von 0° für Kühlwassereintrittstemperaturen von 10°C , 50°C und 90°C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten): Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und Rad, KW (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).....	92
Abbildung 5-28: Leerrohrgeschwindigkeit des Dampfs in Abhängigkeit der Leistung für die Stufentests aus Abbildung 5-27 (oben Mitte) mit bei 10°C Kühlwassertemperatur deutlich erhöhter Leerrohrgeschwindigkeit.....	93
Abbildung 5-29: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von 0° für ausgewählte Durchläufe des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) im Vergleich mit im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $Q_{Demoflex, max}$ sowie Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze nach Jack [42] und Bezrodny & Podgoretskii [7].	94
Abbildung 5-30: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (unten) bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C	96
Abbildung 5-31: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot): Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und Rad, KW (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).....	97
Abbildung 5-32: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für Kühlwassereintrittstemperaturen von 10°C , 50°C und 90°C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten): Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und Rad, KW (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).....	98
Abbildung 5-33: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für ausgewählte Durchläufe des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $Q_{Demoflex, max}$	99
Abbildung 5-34: Vergleich von Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze nach Faghri [30], Jack [42] und Sakhuja [69] mit winkelnormierten Leistungsgrenzpunkten bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) für ausgewählte Durchläufe.....	101
Abbildung 5-35: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (unten) bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C	102

Abbildung 5-36: Beispielhafter Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+10^\circ$ für Test-Thermosiphon TS30 (oben) und TS45 (unten) bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C	102
Abbildung 5-37: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ und $+10^\circ$ und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (blau und grün) und Test-Thermosiphon TS45 (rot und gelb): Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und $R_{ad, KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).....	103
Abbildung 5-38: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ für ausgewählte Durchläufe des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $Q_{Demoflex, max}$	104
Abbildung 5-39: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+10^\circ$ für ausgewählte Durchläufe des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $Q_{Demoflex, max}$	104
Abbildung 5-40: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung für Neigungswinkel von 0° , $+0,5^\circ$ und $+5^\circ$ bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten): Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und $R_{ad, KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).	105
Abbildung 5-41: Abhängigkeit des thermischen Widerstands $R_{ad, KW}$ von Neigungswinkel und Temperatur.....	106
Abbildung 5-42: Überblick über den Einfluss des Neigungswinkels auf das Grenzbetriebsverhalten anhand der Phänomenkarten für beispielhafte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (links) und Test-Thermosiphon TS45 (rechts) für Winkel von 0° (oben), $+0,5^\circ$ (Mitte) und $+5^\circ$ (unten) im Vergleich mit der maximal im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $Q_{Demoflex, max}$	108
Abbildung A-1: Standardabweichung der gleitenden Mittelwerte des Massenstroms in Abhängigkeit der Länge des Auswertintervalls.....	135
Abbildung A-2: Ersatzschaltbild zur Abschätzung der Wärmeverluste der adiabaten Zone $\delta Q_{WR, 2}$. 137	
Abbildung A-3: Einfluss der Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur auf die Messabweichung im bilanzierten Wärmestrom.....	139
Abbildung A-4: Vergleich der gegebenen diskreten Sensorpositionierung mit zwei angenommenen Extremfällen kontinuierlicher Temperaturverteilungen über den Wärmerohrverdampfer.	144
Abbildung A-5: Ersatzschaltbild zur Abschätzung des Einflusses der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle bei der Temperaturmessung.	146
Abbildung C-1: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Durchlauf A (oben) und B (unten).	170

Abbildung C-2: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf A.....	171
Abbildung C-3: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf B.....	172
Abbildung C-4: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf B'.....	173
Abbildung C-5: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf A.....	174
Abbildung C-6: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf B.....	175
Abbildung C-7: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Durchlauf B'.....	176
Abbildung C-8: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf A.....	177
Abbildung C-9: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf B.....	178
Abbildung C-10: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+10^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Durchlauf A.....	179
Abbildung C-11: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Durchlauf A (oben) und B (unten).....	180
Abbildung C-12: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf A.....	181
Abbildung C-13: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf B.....	182
Abbildung C-14: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf C.....	183
Abbildung C-15: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10°C (oben), 50°C (Mitte) und 90°C (unten) für Durchlauf C'.....	184

Abbildung C-16: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf A.....	185
Abbildung C-17: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf B.....	186
Abbildung C-18: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf A.....	187
Abbildung C-19: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $+10^\circ$ für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf A.....	188
Abbildung D-1: Zeitverlauf des Leistungsgrenztests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf A (oben), B (Mitte) und B' (unten) bei Anwendung der Stufentestmethode.	189
Abbildung D-2: Zeitverlauf des Leistungsgrenztests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf D (oben), E (Mitte) und F (unten) bei Anwendung der dynamischen Testmethode.	190
Abbildung D-3: Zeitverlauf des Leistungsgrenztests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf G (oben), H (Mitte) und I (unten) bei Anwendung der sequenziellen Testmethode.	191
Abbildung D-4: Zeitverlauf des Leistungsgrenztests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf A (oben), B (Mitte) und B' (unten) bei Anwendung der Stufentestmethode.	192
Abbildung D-5: Zeitverlauf des Leistungsgrenztests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf D (oben) und E (unten) bei Anwendung der dynamischen Testmethode.	193
Abbildung D-6: Zeitverlauf des Leistungsgrenztests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf G (oben) und H (unten) bei Anwendung der sequenziellen Testmethode.	194
Abbildung E-1: Beispiele für die Einteilung der Temperaturphänomene in Kategorien A bis I; Fortsetzung s. nächste Seite.	195
Abbildung E-2: Beispiele für die Einteilung der Temperaturphänomene in Kategorien A bis I (Fortsetzung); von Standard (30 K/ 3600 s) abweichende Achsenskalierungen sind rot gekennzeichnet.	196
Abbildung E-3: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS30 für Durchlauf A (links) und B (rechts).....	197
Abbildung E-4: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS45 für Durchlauf A (links) und B (rechts).....	197
Abbildung E-5: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von 0° des Test-Thermosiphons TS30 für Durchlauf A (links oben), B (rechts oben) und B' (links unten).....	198

Abbildung E-6: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von 0° des Test-Thermosiphons TS45 für Durchlauf A (links oben), B (rechts oben), C (links unten) und C' (rechts unten).....	199
Abbildung E-7: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS30 für Durchlauf A (links oben), B (rechts oben) und B' (links unten).	200
Abbildung E-8: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS45 für Durchlauf A (links) und B (rechts).....	200
Abbildung E-9: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS30 für Durchlauf A (links) und B (rechts).....	201
Abbildung E-10: Phänomenkarte bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS45 für Durchlauf A.	201
Abbildung E-11: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+10^\circ$ der Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) für Durchlauf A.	202
Abbildung F-1: Wellenhalter für die Halterung des Wärmerohrs; © Fraunhofer ISE.	203
Abbildung F-2: Heizschnurwicklung und Temperatursensoranbringung am Verdampfer; © Fraunhofer ISE.	203
Abbildung F-3: Kondensator des Test-Thermosiphons TS45 mit nach der Messreihe leicht aufgeweiteter Kondensatorspitze; © Fraunhofer ISE.	203
Abbildung F-4: Skizze der Anbringung der Chip-Temperatursensoren am Wärmerohr.	203
Abbildung F-5: Skizze des Aufbaus des Kondensatorkühlers in Anlehnung an [39] mit Visualisierung der Messgrößen TKW_{ein} und TKW_{aus} sowie der unbekannten Temperatur TKW_x am Kühlwasseraustritt aus der Wendel bzw. Eintritt in den Ringspalt des Kondensatorkühlers.	204
Abbildung F-6: Veranschaulichung des Widerstands Rad, KW mit Teilwiderstand RKW im Ersatzschaltbild.	204
Abbildung F-7: Theoretischer Verlauf des Widerstands RKW_{ring} bei Annahme einer laminaren Ringspaltströmung mit hydrodynamischen/thermischen Anlauf im Vergleich mit dem gemessenen Verlauf des Widerstands Rad, KW in Abhängigkeit der Leistung für verschiedene Kühlwassertemperaturen.	206
Abbildung F-8: Theoretischer Verlauf des Widerstands RKW_{ring} bei Annahme einer voll ausgebildeten turbulenten ($Re = 10^4$) Ringspaltströmung im Vergleich mit dem gemessenen Verlauf des Widerstands Rad, KW in Abhängigkeit der Leistung für verschiedene Kühlwassertemperaturen.	208
Abbildung G-1: Skizze des Aufbaus eines einzelnen Kollektorstreifens des Testkollektors „Demoflex“ mit Mauerwerk und Fassadenbekleidung; © Fraunhofer ISE.	209
Abbildung G-2: Foto des Testkollektors „Demoflex“; © Fraunhofer ISE.	209
Abbildung G-3: Skizze der relevanten Abmessungen des Testkollektors „Demoflex“ in Millimetern mit Darstellung von zwei der insgesamt fünf Kollektorstreifen; © Fraunhofer ISE.	210
Abbildung H-1: Beispiel für instationäres Verhalten bei einer Haltedauer der 100- W_{el} -Stufe für 72 h für Test-Thermosiphon TS45 bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von $50^\circ C$	212

Abbildung H-2: Fehlinterpretation der Leistungsgrenze bei Auftragung der primären Messgrößen bei Verwendung des Leistungsgrenzkriteriums „Bruch der Linearität“ am Beispiel der Referenzmessungen R1 (links) und R2 (rechts) für Test-Thermosiphon TS30.....	212
Abbildung H-3: Vergleich von Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze nach Faghri [30], Jack [42] und Sakhuja [69] mit winkelnormierten Leistungsgrenzpunkten bei einem Neigungswinkel von +5° des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) für ausgewählte Durchläufe.....	212
Abbildung H-4: Vergleich von Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze nach Faghri [30], Jack [42] und Sakhuja [69] mit winkelnormierten Leistungsgrenzpunkten bei einem Neigungswinkel von +10° des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) für ausgewählte Durchläufe.....	213
Abbildung H-5: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung für Neigungswinkel von -0,5°, 0°, +0,5° und +5° bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten): Teilwiderstände $R_{verd, ad}$ (links) und $R_{ad, KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd, KW}$ (rechts).....	213

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Beispielhafte Charakteristika marktüblicher solarer Wärmerohre (Eintrag WR1 bis WR6 sind [43] entnommen).....	7
Tabelle 1-2: Berechnete beispielhafte Charakteristika marktüblicher solarer Wärmerohre.	8
Tabelle 3-1: Übersicht über die Charakteristika des für den Einsatz im Testkollektor „Demoflex“ vorgesehenen Test- Zwei-Phasen-Thermosiphons.	27
Tabelle 3-2: Gültigkeitsbereich des verwendeten Modells für die Wechselwirkungsgrenze nach [42, 58].....	28
Tabelle 4-1: Übersicht über die Parameter der in der Arbeit durchgeführten Stufentests.....	32
Tabelle 4-2: Messplan der Stufentests für Test-Thermosiphon TS30 (Füllgrad 30 %) in Abhängigkeit von Kühlwassereintrittstemperatur und Neigungswinkel.	32
Tabelle 4-3: Messplan der Stufentests für Test-Thermosiphon TS45 (Füllgrad 45 %) in Abhängigkeit von Kühlwassereintrittstemperatur und Neigungswinkel.	32
Tabelle 4-4: Messplan der dynamischen und sequenziellen Testmethode für Test-Thermosiphon TS30 (Füllgrad 30 %) in Abhängigkeit von Kühlwassereintrittstemperatur und Neigungswinkel.	33
Tabelle 4-5: Grenzwinkel und blockierte Kondensatorfläche für beispielhafte Füllgrade.....	33
Tabelle 4-6: Neigungswinkeltoleranzen für einen Kollektorstreifen der Länge 1580 mm des Test-Streifen-kollektors „Demoflex“.....	34
Tabelle 4-7: Wörtliche Beschreibung wichtiger Messgrößen der Arbeit.....	38
Tabelle 4-8: Messunsicherheitsbudget und resultierende Messunsicherheit des eingestellten Neigungswinkels des Wärmerohrs φ_{WR}	47
Tabelle 4-9: Temperaturdifferenz ΔT der Test-Thermosiphons im Schnelltest vor und nach der Messreihe.	49
Tabelle 4-10: Standardabweichung der Temperatursensoren des Verdampfers und der adiabaten Zone im Ruhetest vor und nach der Messreihe.	49
Tabelle 4-11: Maßnahmen zur Verringerung oder Quantifizierung der Messabweichung von Q_{WR}	52
Tabelle 4-12: Maßnahmen zur Verringerung oder Quantifizierung der Messabweichung der absoluten Temperatur.....	53
Tabelle 4-13: Übersicht über die in der Ergebnisdarstellung verwendeten Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze.	59
Tabelle 5-1: Neigungswinkel für Test-Thermosiphon TS30 bei horizontaler Ausrichtung in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur.	84
Tabelle 5-2: Neigungswinkel für Test-Thermosiphon TS45 bei horizontaler Ausrichtung und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C in Abhängigkeit des Durchlaufs.....	90
Tabelle A-1: Werte der Konstanten der empirischen Korrekturfunktion $\delta Q_{WR, 1, j}$	136
Tabelle A-2: Daten und Beispielrechnung zum Einfluss der Wärmeverluste der adiabaten Zone.	138

Tabelle A-3: Daten und Beispielrechnung zum Einfluss der Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur.	139
Tabelle A-4: Daten und Beispielrechnung zum Einfluss der Wärmekapazität des Kondensatorkühlers.	141
Tabelle A-5: Beispielhafte Messwerte der Verdampfertemperatur bei gegebener Sensorpositionierung und imaginärer (dichter) Sensorpositionierung.	144
Tabelle A-6: Daten und Beispielrechnung zum Einfluss des Kontaktwiderstands bei der Temperaturmessung in der adiabaten Zone.	145
Tabelle A-7: Nicht erschöpfende Sammlung möglicher Fluidverteilungsfälle in der adiabaten Zone. .	147
Tabelle A-8: Beispielhafte Abschätzung der Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rohr außenwand in der adiabaten Zone für zwei Standardfälle nach Tabelle A-7.....	148
Tabelle B-1: Messunsicherheitsbudget und resultierende Messunsicherheit des Wärmestroms durch das Wärmerohr QWR des Test-Thermosiphons TS30 für die 100- W_{el} -Stufe der Messung 30_0A_50.....	152
Tabelle B-2: Messunsicherheit der Temperaturen bzw. Temperaturdifferenzen des Test- Thermosiphons TS30 für die 100- W_{el} -Stufe der Messung 30_0A_50.....	152
Tabelle B-3: Messunsicherheit der thermischen Widerstände des Test-Thermosiphons TS30 für die 100- W_{el} -Stufe der Messung 30_0A_50.....	152
Tabelle B-4: Messunsicherheitsbudget der Korrektur δQWR , 1.....	153
Tabelle B-5: Messunsicherheitsbudget der Korrektur δQWR , 2.....	154
Tabelle B-6: Messunsicherheitsbudget der Korrektur δQWR , 3.....	155
Tabelle B-7: Messunsicherheitsbudget der Korrektur δQWR , 4.....	156
Tabelle B-8: Messunsicherheitsbudget des Massenstroms mKW	157
Tabelle B-9: Messunsicherheitsbudget der Wärmekapazität $cp(TKW)$	158
Tabelle B-10: Messunsicherheitsbudget der Temperaturdifferenz des Kühlwassers ΔTKW	159
Tabelle B-11: Messunsicherheitsbudget der adiabaten Temperatur T_{ad}	160
Tabelle B-12: Messunsicherheitsbudget der Temperatur des Kühlwassers TKW	161
Tabelle B-13: Messunsicherheitsbudget der Temperaturdifferenz $\Delta T_{verd, KW}$	162
Tabelle B-14: Messunsicherheitsbudget der Temperaturdifferenz $\Delta T_{verd, ad}$	163
Tabelle B-15: Messunsicherheitsbudget der Temperaturdifferenz $\Delta T_{ad, KW}$	164
Tabelle F-1: Ausgewählte Charakteristika von Ringspalt- und Schlangenrohrwärmeübertrager des Kondensatorkühlers.	205
Tabelle H-1: Eingangswerte der Kollektorjahressimulation nach Lämmle [50].....	211
Tabelle H-2: Eingangswerte zur Berechnung der maximal von einem Wärmerohr im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $Q_{Demoflex, max}$ nach Gleichung (H-2).....	211
Tabelle H-3: Zur Bestimmung des Inertgasgehalts im Schnelltest gemessene Temperaturdifferenz ΔT beispielhaft ausgewählter Test-Thermosiphons der gelieferten Chargen.....	211

Anhang

A Maßnahmen zur Verringerung oder Quantifizierung der Messabweichung

A.1 Zufällige Einflüsse

Der Einfluss zufälliger Größen, die innerhalb einer bestimmten Zeitspanne genügend häufig schwanken, kann durch Mehrfachmessung und Mittelwertbildung innerhalb dieser Zeitspanne reduziert werden [44]. Dies betrifft beispielsweise die Schwankung des Massenstroms um seinen Sollwert, die aufgrund der örtlichen Diskrepanz von Messgröße \dot{m}_{KW} (Kondensatorkühler) und Messstelle (MID) bei Aufnahme eines einzelnen Messpunkts j eine entsprechende Messabweichung bedingt.

Um eine ausreichende Reduktion des Einflusses der jeweiligen zufälligen Einflussgrößen zu erzielen, ist die Länge des Intervalls der Mittelwertbildung deutlich größer als die größte Zeitkonstante der zu reduzierenden Einflussgrößen zu wählen. In der vorliegenden Arbeit kann jedoch nicht immer unterschieden werden, ob die Schwankung einer Messgröße von der Schwankung einer zufälligen Einflussgröße herrührt, also zu einer Messabweichung führt, oder ob eine tatsächliche Schwankung der Messgröße vorliegt. Beispielhaft sei die Schwankung der Kühlwasseraustrittstemperatur $T_{KW,aus}$ genannt, die ihren Ursprung in einer ungenügenden Vermischung des Kühlwassers im Kondensatorkühler (bedingt Messabweichung) oder aber in einer sich ändernden Wärmerohrleistung (bedingt keine Messabweichung) haben kann.

Beispielhaft für den Massenstrom ist in Abbildung A-1 die Standardabweichung der Mittelwerte bei gleitender Mittelwertbildung in Abhängigkeit der Länge des Auswertintervalls gegeben. Als Grundlage für die Berechnung dient eine Langzeitmessung über 72 Stunden (s. Abbildung H-1 im Anhang H). Die Länge eines Auswertintervalls von 10 Minuten ($\Delta t_{eval} = 595 \text{ s}$) wird in der Arbeit als ausreichend eingeschätzt, um eine ausreichende Schwankung derjenigen zufälligen Einflussgrößen zu garantieren, deren Einfluss mithilfe der Mittelwertbildung reduziert und über deren Standardabweichung quantifiziert wird (s. Messunsicherheitsbetrachtung in Kapitel B).

Es sei explizit darauf hingewiesen, dass die Länge des Auswertintervalls nicht immer ausreicht, um bei auftretenden Instationaritäten Stichproben hoher Güte zu erzielen. Durch eine Verlängerung des Auswertintervalls könnte die Güte der Stichprobe verbessert werden. Gleichzeitig wird die Detektion punktuell auftretender Instationaritäten (z. B. Temperaturpeaks) mithilfe der sekundären Mess-

größen damit erschwert. Zudem zeigt die Beispielmessung über eine Stufendauer von 72 h in Abbildung H-1 in Anhang H, dass eine Stichprobe hoher Güte unter Umständen nur mit einer sehr hohen Stufendauer erzielt werden kann.

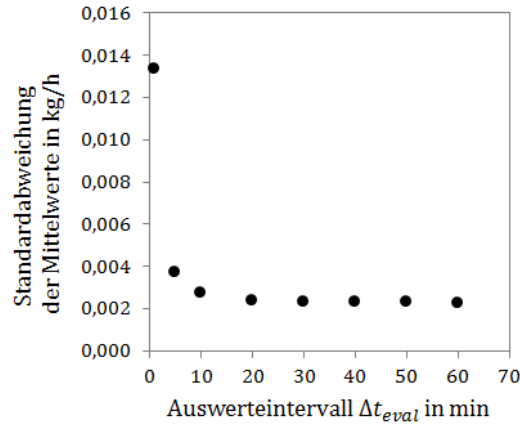


Abbildung A-1: Standardabweichung der gleitenden Mittelwerte des Massenstroms in Abhängigkeit der Länge des Auswertintervalls.

A.2 Einfluss des Wärmestroms zwischen Kühlwasser und Umgebung sowie der nicht idealen Absolutkalibrierung

Zwischen Kühlwasser und Umgebung besteht aufgrund der nicht idealen Dämmung des Kondensators ein Wärmestrom, der besonders bei hohen Kühlwassertemperaturen zu einer signifikanten Messabweichung im bilanzierten Wärmestrom \dot{Q}_{WR} führt. Zudem liegt aufgrund nicht idealer Absolutkalibrierung der Sensoren auch bei nicht vorhandenem Wärmestrom zwischen Kühlwasser und Umgebung eine Temperaturdifferenz zwischen $T_{KW,aus}$ und $T_{KW,sein}$ vor, die eine Messabweichung im bilanzierten Wärmestrom \dot{Q}_{WR} bedingt. Zur Korrektur dieser beiden, physikalisch unterschiedlichen Effekte wird in der Arbeit eine empirische Funktion erstellt, die die bei einem Wärmestrom \dot{Q}_{WR} von null vorliegende Temperaturdifferenz $\delta\Delta T_{KW}$ als Funktion von Massenstrom \dot{m}_{KW} und Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Umgebung $\Delta T_{KW,umg}$ modelliert. Hierzu werden bei nicht installiertem Wärmerohr Kühlwassereintrittstemperaturen von 10° bis 90° in 10er-Schritten und Massenströmen von 25 bis 50 kg/h in 5er-Schritten und 65 kg/h gefahren und die Temperaturdifferenz ΔT_{KW} gemessen. Durch Regression wird die Korrekturfunktion $\delta\Delta T_{KW,j}$ bzw. $\delta\dot{Q}_{WR,1,j}$ erstellt, die mit den Gleichungen (A-1) bis (A-3) gegeben ist. Die Konstanten $z0$ bis $z5$ sind Tabelle A-1 zu entnehmen. Die Unsicherheit der Korrektur ist der Messunsicherheitsbetrachtung im Anhang B zu entnehmen.

$$\delta\dot{Q}_{WR,1,j} = \dot{m}_{KW,j} \cdot c_p(T_{KW,j}) \cdot \delta\Delta T_{KW,j} \quad (A-1)$$

mit

$$\delta\Delta T_{KW,j} = z0 + z1 \cdot \Delta T_{KW,umg,j} + z2 \cdot \dot{m}_{KW,j} + z3 \cdot \Delta T_{KW,umg,j}^2 + z4 \cdot \dot{m}_{KW,j}^2 + z5 \cdot \Delta T_{KW,umg,j} \cdot \dot{m}_{KW,j} \quad (A-2)$$

mit

$$\Delta T_{KW,umg,j} = T_{KW,j} - T_{umg,j} \quad (A-3)$$

Tabelle A-1: Werte der Konstanten der empirischen Korrekturfunktion $\delta\dot{Q}_{WR,1,j}$.

Symbol	Wert	Einheit
z0	0,06278	K
z1	0,00509	-
z2	-11,7360	$\frac{K \cdot s}{kg}$
z3	$6,03982 \cdot 10^{-6}$	$\frac{1}{K}$
z4	472,822	$\frac{K \cdot s^2}{kg^2}$
z5	-0,23555	$\frac{s}{kg}$

A.3 Einfluss der Wärmeverluste in der adiabaten Zone

In der adiabaten Zone des Wärmerohrs liegt idealisiert kein Wärmestrom zwischen Wärmerohr und Umgebung vor. Bei genügend starker Dämmung ist der real bestehende Wärmestrom und die damit verbundene Messabweichung vernachlässigbar. Der Verlust- bzw. Korrekturterm $\delta\dot{Q}_{WR,2}$ kann zu null angenommen werden. Während der in der Arbeit durchgeführten Stufentests kam es für Test-Thermosiphon TS30 während, für Test-Thermosiphon TS45 am Ende der Messreihen zu einem anfangs unbemerkten Leck im Kondensatorkühler. Eine Durchnässung der Dämmung war die Folge, so dass der Korrekturterm $\delta\dot{Q}_{WR,2}$ nicht a priori als vernachlässigbar bewertet werden kann.

Die bei durchnässter Dämmung bestehenden Wärmeverluste in der adiabaten Zone werden über ein vereinfachtes Ersatzschaltbild nach Gleichung (A-4) bis (A-6) konservativ abgeschätzt (s. Abbildung A-2). Im Fall eines maximalen Widerstands zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem Kühlwasser $R_{ad,KW}$ und eines minimalen Widerstands zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und der Umgebung $R_{ad,umg}$ liegen maximale Wärmeverluste $\delta\dot{Q}_{WR,2}$ vor. Axiale Wärmeströme in Wand und Dämmung werden vernachlässigt. Nur die dominierenden Widerstände des Wärmeübergangs an die Luft $R_{luft,ad}$ und der Dämmung der adiabaten Zone $R_{däm,ad}$ werden für die Abschätzung des Widerstands $R_{ad,umg}$ berücksichtigt. Die angenommenen Wärmeleitfähigkeiten und geometrischen Abmessungen sind in Tabelle A-2 bzw. Tabelle 3-1 gegeben. Die thermischen Widerstände des Wärmeübergangs an die Luft $R_{luft,ad}$ und der Dämmung in der adiabaten Zone $R_{däm,ad}$ werden nach den Gleichungen (A-7) und (A-8) berechnet. Vereinfachend wird eine radial gleichverteilte Dämmung angenommen.

Die verbleibende Dämmwirkung der adiabaten Zone wird nach Rücksprache mit dem Hersteller konservativ auf 50 % abgeschätzt (Faktor 2 in Gleichung (A-7)). Für den thermischen Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem Kühlwasser, der ans Kühlwasser abgegebenen Wärmerohrleistung sowie der Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Umgebung $\Delta T_{KW,umg}$ werden konservative Werte angesetzt, die sich an Messwerten der Arbeit orientieren. Tabelle A-2 gibt Werte für die thermischen Widerstände sowie die nach Gleichung (A-6) für einen Beispielfall abgeschätzten Wärmeverluste $\delta \dot{Q}_{WR,2}$ wieder.

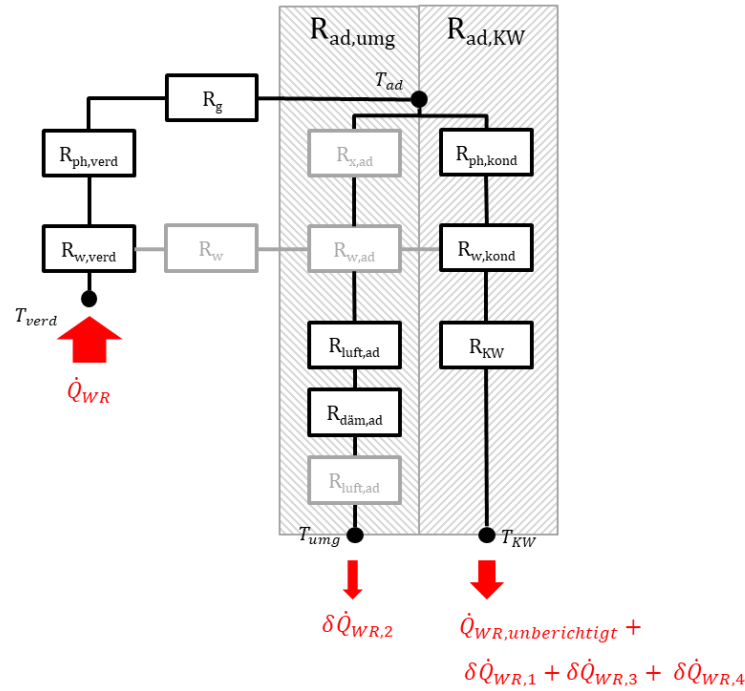


Abbildung A-2: Ersatzschaltbild zur Abschätzung der Wärmeverluste der adiabaten Zone $\delta \dot{Q}_{WR,2}$.

$$T_{ad} - T_{umg} = \delta \dot{Q}_{WR,2} \cdot R_{ad,umg} \approx \delta \dot{Q}_{WR,2} \cdot (R_{luft,ad} + R_{däm,ad}) \quad (A-4)$$

$$T_{ad} - T_{KW} = (\dot{Q}_{WR,unberichtigt} + \delta \dot{Q}_{WR,1} + \delta \dot{Q}_{WR,3} + \delta \dot{Q}_{WR,4}) \cdot R_{ad,KW} \quad (A-5)$$

Daraus folgt:

$$\delta \dot{Q}_{WR,2} = \frac{(\dot{Q}_{WR,unberichtigt} + \delta \dot{Q}_{WR,1} + \delta \dot{Q}_{WR,3} + \delta \dot{Q}_{WR,4}) \cdot R_{ad,KW} + \Delta T_{KW,umg}}{R_{luft,ad} + R_{däm,ad}} \quad (A-6)$$

mit

$$R_{däm,ad} = \frac{\ln\left(\frac{d_{in,däm} + 2b_{däm}}{d_{in,däm}}\right)}{2\pi \cdot l_{ad} \cdot 2\lambda_{däm}} \quad (A-7)$$

$$R_{luft,ad} = \frac{1}{\alpha_{luft} \cdot \pi \cdot d_{a,WR} \cdot l_{ad}} \quad (A-8)$$

Tabelle A-2: Daten und Beispielrechnung zum Einfluss der Wärmeverluste der adiabaten Zone.

Größe	Symbol	Wert	Einheit
Wärmeleitfähigkeit Dämmung bei 200°C laut Datenblatt	$\lambda_{d\ddot{a}m}$	0,022	W/mK
Durchschnittliche Dämmstärke	$b_{d\ddot{a}m}$	0,05	m
Innendurchmesser der Dämmung	$d_{in,d\ddot{a}m}$	0,02	m
Angenommener Wärmeübergangskoeffizient an stehende Luft	α_{luft}	10	W/m²K
Thermischer Widerstand der Dämmung der adiabaten Zone nach Gleichung (A-7)	$R_{d\ddot{a}m,ad}$	43,2	K/W
Thermischer Widerstand des Wärmeübergangs an stehende Luft in der adiabaten Zone nach Gleichung (A-8)	$R_{luft,ad}$	17,7	K/W
Thermischer Widerstand zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem Kühlwasser	$R_{ad,KW}$	1,6	K/W
An das Kühlwasser abgegebene Wärmerohrleistung	$\dot{Q}_{WR,unberichtigt} + \delta\dot{Q}_{WR,1} + \delta\dot{Q}_{WR,3} + \delta\dot{Q}_{WR,4}$	500	W
Differenz zwischen der Temperatur des Kühlwassers und der Umgebungstemperatur	$\Delta T_{KW,umg}$	70	K
Verlustleistung der adiabaten Zone nach Gleichung (A-6)	$\delta\dot{Q}_{WR,2}$	14	W

Die Durchnässung der Dämmung ist zeitlich nicht klar eingrenzbar bzw. den Messungen zuzuordnen. Eine saubere Korrektur des bilanzierten Wärmestroms kann damit nicht erfolgen. Der Korrekturterm $\delta\dot{Q}_{WR,2}$ wird für alle Messungen zu null gesetzt. Die damit verbundene Unsicherheit wird in der Messunsicherheitsbetrachtung berücksichtigt (s. Anhang B).

A.4 Einfluss der Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur

Die Bilanzierung des Wärmestroms $\dot{Q}_{WR,j}$, der vom Wärmerohr an das Kühlwasser übertragen wird, erfolgt durch die Ermittlung der Temperaturdifferenz zwischen aus- und eintretendem Kühlwasser am Messpunkt j bzw. Zeitpunkt t (s. Gleichung (4-6) und (4-13) in Kapitel 4.5.1). Aufgrund der bestehenden Durchflusszeit des Kühlwassers durch den Kondensatorkühler Δt_{KK} führt eine Änderung in der Kühlwassereintrittstemperatur $T_{KW,ein}$ zu einer Messabweichung im bilanzierten Wärmestrom.

Die im Messpunkt j bestehende Messabweichung $\delta\dot{Q}_{WR,3,j}$ kann nach Gleichung (A-9) über die Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur während der Durchflusszeit des Kühlers Δt_{KK} abgeschätzt werden. Tabelle A-3 gibt einen Überblick über für ausgewählte Messungen berechnete Messabweichungen.

$$\delta\dot{Q}_{WR,3,j} = \dot{m}_{KW,j} \cdot c_p(T_{KW,j}) \cdot \frac{dT_{KW,ein}}{dt_{KK}} \cdot \Delta t_{KK} \quad (A-9)$$

Tabelle A-3: Daten und Beispielrechnung zum Einfluss der Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur.

Größe	Symbol	Wert	Einheit
Durchflusszeit des Kondensatorkühlers ⁴⁵	Δt_{KK}	75	s
Massenstrom des Kühlwassers	$\dot{m}_{KW,j}$	30	kg/h
Wärmekapazität des Kühlwassers bei 50°C	$c_p(T_{KW,j})$	4180	J/kgK
Maximal gemessene Temperaturänderung der Kühlwassereintrittstemperatur <u>während Aufheizphase</u> des Kühlwassers für Beispielmessung 30_0A_50	$\frac{dT_{KW,eln}}{dt_{KK,j}}$	0,02	K/s
Resultierende Messabweichung nach Gleichung (A-9)	$\delta \dot{Q}_{WR,3,j}$	52,3	W
Maximal gemessene Temperaturänderung der Kühlwassereintrittstemperatur <u>während „stationärer“ Phase</u> des Kühlwassers für Beispielmessung 30_0A_50	$\frac{dT_{KW,eln}}{dt_{KK,j}}$	0,01	K/s
Resultierende Messabweichung nach Gleichung (A-9)	$\delta \dot{Q}_{WR,3,j}$	26,1	W
Durchschnittlich gemessene Temperaturänderung der Kühlwassereintrittstemperatur <u>während „stationärer“ Phase</u> des Kühlwassers für Beispielmessung 30_0A_90	$\frac{dT_{KW,eln}}{dt_{KK,j}}$	0,0005	K/s
Resultierende durchschnittliche Messabweichung nach Gleichung (A-9)	$\delta \dot{Q}_{WR,3,j}$	1,3	W

Abbildung A-3 zeigt beispielhaft den Verlauf der Kühlwassereintrittstemperatur während eines Stufentests bei einer Solltemperatur am Thermostataustritt von 50 °C. Es zeigt sich, dass die Regelung der Thermostataustrittstemperatur ein leichtes Ansteigen der Kühlwassereintrittstemperatur über die ersten Stunden erlaubt, was ein deutliches Nachregeln und eine damit verbundene abrupte Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur $T_{KW,eln}$ während des Stufentests bedingt. Eine entsprechend hohe Messabweichung im bilanzierten Wärmestrom \dot{Q}_{WR} ist die Folge. Bei 10 °C und 90 °C Soll-Thermostataustrittstemperatur wird ein solches Verhalten nicht beobachtet.

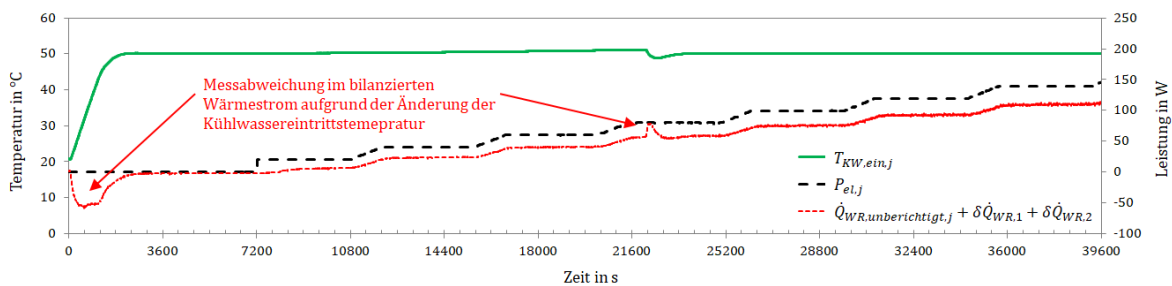


Abbildung A-3: Einfluss der Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur auf die Messabweichung im bilanzierten Wärmestrom.

Da der Regelungsfehler bei 50°C Soll-Thermostatemperatur nicht behoben werden kann, wird ein Stationaritätskriterium $K_{stat,T_{KW,eln}}$ für die Kühlwassereintrittstemperatur entsprechend Gleichung (A-10) eingeführt. Um die Stationarität von zufälligen Schwankungen der Kühlwassereintrittstemperatur zu bereinigen, wird das Stationaritätskriterium $K_{stat,T_{KW,eln}}(t)$ als Mittel der Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur im vorangehenden Intervall Δt_{eval} definiert. Die Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur innerhalb der Durchflusszeit des Kondensatorkühlers wird durch lineare Re-

⁴⁵ Informationen zur Bestimmung der Durchflusszeit des Kondensatorkühlers können Kapitel B.3 entnommen werden.

gression mit den vorangehenden sechzehn Messpunkten genähert (entspricht einem Regressionsintervall von $\Delta t_{KK} = 75$ Sekunden). Ein Intervall Δt_{eval} wird zur Auswertung der sekundären Messgrößen herangezogen, wenn das Stationaritätskriterium im gesamten Intervall erfüllt ist. Die Bewertung der Stationarität eines Intervalls basiert damit auf den Messwerten des gegebenen und des vorangehenden Intervalls.

$$K_{stat,T_{KW},ein}(t) = \frac{1}{\frac{\Delta t_{eval}}{\Delta t_{log}} + 1} \cdot \frac{\sum_{n=\frac{t}{\Delta t_{log}}+1}^{\frac{t}{\Delta t_{log}}+1} \frac{\Delta t_{eval}}{\Delta t_{log}}}{\sum_{j=n-\frac{\Delta t_{KK}}{\Delta t_{log}}}^n (t_j - \bar{t}) \cdot (T_{KW,ein,j} - \bar{T}_{KW,ein})} \quad (A-10)$$

mit

$$t_j = (j - 1) \cdot \Delta t_{log}$$

$$T_{KW,ein,j} = T_{KW,ein}(t_j)$$

$$\bar{t} = \frac{1}{\frac{\Delta t_{KK}}{\Delta t_{log}} + 1} \sum_{j=n-\frac{\Delta t_{KK}}{\Delta t_{log}}}^n t_j$$

$$\bar{T}_{KW,ein} = \frac{1}{\frac{\Delta t_{KK}}{\Delta t_{log}} + 1} \sum_{j=n-\frac{\Delta t_{KK}}{\Delta t_{log}}}^n T_{KW,ein,j}$$

Für den Korrekturterm $\delta \dot{Q}_{KW,3}$ der sekundären Messgrößen gilt damit Gleichung (A-11). $K_{stat,T_{KW},ein,120}$ entspricht dem Stationaritätskriterium des letzten Messpunkts eines Auswertintervalls $K_{stat,T_{KW},ein}(j = 120)$ nach Gleichung (A-10) und ist damit als mittlere Stationarität des Auswertintervalls zu interpretieren. Mit der Wahl der Stationaritätsbedingung zu $|K_{stat,T_{KW},ein}| \leq 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ K/s}$ liegt die maximale Messabweichung unter 0,5 Watt und ist damit nicht mehr signifikant (s. Kapitel 4.4.4). Der Korrekturterm $\delta \dot{Q}_{KW,3}$ wird zu null gesetzt.

$$\begin{aligned} \delta \dot{Q}_{WR,3} &= \overline{\dot{m}_{KW}} \cdot c_p(\overline{T_{KW}}) \cdot \frac{d\overline{T_{KW,ein}}}{dt_{KK}} \cdot \Delta t_{KK} \\ &= \overline{\dot{m}_{KW}} \cdot c_p(\overline{T_{KW}}) \cdot K_{stat,T_{KW},ein,120} \cdot \Delta t_{KK} \end{aligned} \quad (A-11)$$

A.5 Einfluss der Wärmekapazität des Kondensatorkühlers

Während der Aufheiz- bzw. Kühlphase des Kühlwassers besteht ein Wärmestrom zwischen Kühlwasser und Kondensatorkühler, der zur Aufheizung bzw. Abkühlung des Kondensatorkühlers führt. Ebenso führt eine Änderung der ans Kühlwasser abgegebenen Wärmerohrleistung zu einer Änderung der mittleren Kühlwassertemperatur, was wiederum eine Aufheizung oder Abkühlung des Kondensator-

kühlers bedingt. In beiden Fällen liegt ein parasitärer Wärmestrom vor, der zu einer Messabweichung im bilanzierten Wärmestrom führt. Dieser parasitäre Wärmestrom zur Aufheizung bzw. Abkühlung des Kondensatorkühlers $\delta\dot{Q}_{WR,4}$ wird in der Arbeit getrennt vom auch unter stationären Bedingungen bestehenden Wärmestrom zwischen Kühlwasser und Umgebung $\delta\dot{Q}_{WR,1}$ (s. Kapitel A.2) behandelt.

Der im Messpunkt j bestehende Wärmestrom $\delta\dot{Q}_{WR,4,j}$ kann nach Gleichung (A-12) über die Wärmekapazität und Temperaturänderung am Kondensatorkühler abgeschätzt werden. Die Änderung der Kondensatorkühlertemperatur wird durch einen Temperatursensor am Gehäuse des Kühlers erfasst. Tabelle A-4 gibt einen Überblick über die charakteristischen Werte des Kondensatorkühlers sowie für ausgewählte Messungen berechnete Messabweichungen.

$$\delta\dot{Q}_{KW,4,j} = m_{KK} \cdot c_{KK} \cdot \frac{\partial T_{KK}}{\partial t}_j = C_{KK} \cdot \frac{\partial T_{KK}}{\partial t}_j \quad (\text{A-12})$$

Tabelle A-4: Daten und Beispielrechnung zum Einfluss der Wärmekapazität des Kondensatorkühlers.

Größe	Symbol	Wert	Einheit
Wärmekapazität des Kondensatorkühlers	C_{KK}	1542	J/K
Maximal gemessene Temperaturänderung am Kondensatorkühler <u>während Aufheizphase</u> des Kühlwassers für Beispielmessung 30_0A_90	$\frac{\partial T_{KK}}{\partial t}_j$	0,02	K/s
Resultierender Wärmestrom zwischen Kühlwasser und Kondensatorkühler nach Gleichung (A-12)	$\delta\dot{Q}_{WR,4,j}$	30,8	W
Maximal gemessene Temperaturänderung am Kondensatorkühler <u>bei Änderung der Wärmerohrleistung</u> für Beispielmessung 30_+5B_10	$\frac{\partial T_{KK}}{\partial t}_j$	0,008	K/s
Resultierender Wärmestrom zwischen Kühlwasser und Kondensatorkühler nach Gleichung (A-12)	$\delta\dot{Q}_{WR,4,j}$	12,3	W

Da während der durchgeführten Versuche durch instationäre Verdampfungsphänomene nicht selten hohe Schwankungen in der Wärmerohrleistung auftreten, wird ein Stationaritätskriterium $K_{stat,T_{KK}}$ für die Temperatur des Kondensatorkühlers T_{KK} entsprechend Gleichung (A-13) eingeführt. Um die Stationarität von zufälligen Schwankungen der Kondensatorkühlertemperatur zu bereinigen, wird das Stationaritätskriterium $K_{stat,T_{KK}}(t)$ als Mittel der Änderung der Kondensatorkühlertemperatur im vorangehenden Intervall Δt_{eval} definiert. Die Änderung der Kondensatorkühlertemperatur wird durch lineare Regression mit dem vorangehenden Messpunkt genähert. Ein Intervall Δt_{eval} wird zur Auswertung herangezogen, wenn das Stationaritätskriterium im gesamten Intervall erfüllt ist. Die Bewertung der Stationarität eines Intervalls basiert damit auf den Messwerten des gegebenen und des vorangehenden Intervalls.

$$\begin{aligned}
K_{\text{stat},T_{KK}}(t) &= \frac{1}{\frac{\Delta t_{\text{eval}}}{\Delta t_{\log}} + 1} \cdot \sum_{j=\frac{t}{\Delta t_{\log}}+1-\frac{\Delta t_{\text{eval}}}{\Delta t_{\log}}}^{\frac{t}{\Delta t_{\log}}+1} \frac{\partial T_{KK}}{\partial t}_j \\
&= \frac{1}{\frac{\Delta t_{\text{eval}}}{\Delta t_{\log}} + 1} \cdot \sum_{j=\frac{t}{\Delta t_{\log}}+1-\frac{\Delta t_{\text{eval}}}{\Delta t_{\log}}}^{\frac{t}{\Delta t_{\log}}+1} \frac{T_{KK}(t_j) - T_{KK}(t_{j-1})}{t_j - t_{j-1}}
\end{aligned} \tag{A-13}$$

mit

$$t_j = (j - 1) \cdot \Delta t_{\log}$$

Für den Korrekturterm $\delta \dot{Q}_{KW,4}$ der sekundären Messgrößen gilt damit Gleichung (A-14). $K_{\text{stat},T_{KK},120}$ entspricht dem Stationaritätskriterium des letzten Messpunkts eines Auswerteintervalls $K_{\text{stat},T_{KK}}(j = 120)$ nach Gleichung (A-13) und ist damit als mittlere Stationarität des Auswerteintervalls zu interpretieren. Mit der Wahl der Stationaritätsbedingung zu $|K_{\text{stat},T_{KK}}| \leq 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ K/s}$ liegt die maximale Messabweichung unter 0,5 Watt und ist damit nicht mehr signifikant (s. Kapitel 4.4.4). Der Korrekturterm $\delta \dot{Q}_{KW,4}$ wird zu null gesetzt.

$$\delta \dot{Q}_{WR,4} = C_{KK} \cdot \frac{\partial T_{KK}}{\partial t} = C_{KK} \cdot K_{\text{stat},T_{KK},120} \tag{A-14}$$

A.6 Einfluss der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – diskrete Messpunkte

Die Temperatur der äußeren Verdampferwand des Wärmerohrs T_{verd} und die Dampftemperatur der adiabaten Zone des Wärmerohrs T_{ad} stellen flächige bzw. räumliche Messgrößen dar. Mit der Messung der Temperatur durch Anlegefühler ist eine Messmethode gewählt, die nur Informationen an diskreten Orten zur Verfügung stellt. Um die dadurch bedingte Messabweichung zu verringern, wird in der Arbeit im Gegensatz zur solaren Testnorm EN ISO 22975-2:2016 [27], die nur zwei Temperaturmessstellen entlang der Wärmerohrachse vorsieht, die Temperatur am Wärmerohr an insgesamt zehn Positionen gemessen (s. Kapitel 4.4.2).

Für die Temperatur des Verdampfers und der adiabaten Zone des Wärmerohrs kann nach Jouhara et al. [45] im regulären Betrieb (ungestörter Verdampfungs-/Kondensationskreislauf) bei horizontaler Ausrichtung ein annähernd homogenes Temperaturprofil entlang der Wärmerohrachse angenommen werden. Bei genügend großer positiver Neigung liegt im unteren Teil des Verdampfers ein Flüssigkeitspool vor, der aufgrund des erhöhten thermischen Widerstands zu einem Anstieg der Temperatur zur unteren Verdampferspitze führt hin [72]. Im nicht regulären Betrieb (z. B. Wechselwirkungen zwischen Dampf- und Flüssigphase, lokale Austrocknung, Geysir-Verdampfung etc.) kommt

es zu unterschiedlichen und nicht immer vorhersagbaren Ausprägungen des Temperaturprofils. Das arithmetische Mittel der diskreten Temperaturmesspunkte wird als bester Schätzwert für die Temperatur der äußeren Verdampferwand T_{verd} und die Dampftemperatur der adiabaten Zone T_{ad} herangezogen (s. Gleichungen (4-11) und (4-12) in Kapitel 4.5.1).

Auch die Temperatur des Kühlwassers wird über Mittelwertbildung erfasst. Anders als in der adiabaten Zone oder am Verdampfer ist dabei prinzipiell von einem Anstieg der Temperatur entlang des Kühlwasserwegs auszugehen. Aufgrund des komplexen Aufbaus des Kondensatorkühlers (s. Abbildung F-5 und Kapitel F.2 im Anhang F), ist eine genaue Vorhersage des Temperaturprofils und eine entsprechende Mittelwertbildung erschwert. Zudem erfolgt in der Solarthermie standardmäßig die Berechnung des Mittelwerts des Kühlwassers im Sammler aufgrund der zu erwartenden geringen Temperaturdifferenzen vereinfachend durch arithmetische Mittelwertbildung [26]⁴⁶. Entsprechende geringe Temperaturdifferenzen liegen auch in der Arbeit vor. Aus diesen beiden Gründen wird das arithmetische Mittel als bester Schätzwert für den Mittelwert herangezogen.

Am Beispiel der Verdampfertemperatur der 80 W_{el}-Stufen in Messung 30_0A_10 und 30_0A_50 soll die mögliche Messabweichung für T_{verd} und T_{ad} durch die Diskretisierung der Messpunkte aufgezeigt werden. In Messung 30_0A_10 erfahren die beiden Sensoren an der Verdampferspitze $T_{verd,1/2}$ einen plötzlichen Temperaturanstieg. In Messung 30_0A_50 liegt über weite Teile des Stufentests ein homogenes Temperaturprofil vor. Es werden zwei Extremfälle der Temperaturverteilung gemäß Abbildung A-4 angenommen. Im Extremfall 1 liegt die mittlere Temperatur der Sensoren einer Achsenposition an der Position selbst und „links“ vom Sensor vor. Im Extremfall 2 liegt die mittlere Temperatur der Sensoren einer Achsenposition an der Position selbst und „rechts“ vom Sensor vor. Für Verdampferspitze und Verdampferende gilt jeweils die mittlere Temperatur des naheliegendsten Sensorpaares. Tabelle A-5 fasst die Messwerte der Verdampfertemperatur für den in der Arbeit vorliegenden Fall der Sensorpositionierung gemäß Abbildung A-4 und für den Fall einer imaginären Sensorpositionierung mit Sensoren im Abstand von 10 mm zusammen. Es zeigt sich, dass die durch die diskreten Temperaturmesspunkte bedingte maximale Messabweichung bei regulärem Wärmerohrbetrieb (Messung 30_0A_50) im Horizontalen vernachlässigbar ist. In Betriebsfällen, bei denen Teile des Wärmerohrs einen Temperaturanstieg verzeichnen, kann dagegen eine hohe Messabweichung resultieren.

Die Dichte der Sensorpositionierung steht in Konkurrenz mit der Homogenität der Beheizung. Zudem steigt durch eine dichtere Sensorpositionierung zwar die Wahrscheinlichkeit der Reduktion der Messabweichung, die zwischen den Sensorpunkten tatsächlich vorliegende Temperatur (z. B. Temperaturspitze durch lokale Austrocknung) bleibt jedoch immer unbekannt. In der Arbeit werden die aufgrund der diskreten Temperaturmesspunkte verbleibenden Messabweichungen $\delta T_{ad,1}$, $\delta T_{verd,1}$ und $\delta T_{KW,1}$ aufgrund des Fehlens andersartiger Informationen zu null gesetzt. Die mit dieser Annahme verbundene Messunsicherheit wird für $\delta T_{ad,1}$ und $\delta T_{verd,1}$ berücksichtigt (s. Kapitel B.2 im Anhang B).

⁴⁶ In der neusten Ausgabe der Norm EN ISO 9806:2017 ist die entsprechende Gleichung herausgefallen. Laut den Mitarbeitern des „TestLab Solar Thermal Systems“ des Fraunhofer ISE, das durch DIN CERTCO anerkannt und durch die DAkkS (Deutsche Akkreditierungsstelle) voll akkreditiert ist, handelt es sich dabei um einen Fehler in der aktualisierten Norm. Die arithmetische Mittelwertbildung wird weiterhin als Test-Standard gesehen.

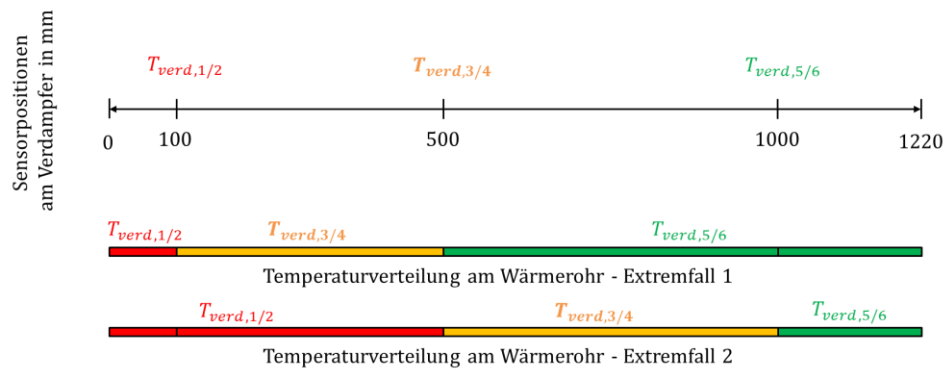


Abbildung A-4: Vergleich der gegebenen diskreten Sensorpositionierung mit zwei angenommenen Extremfällen kontinuierlicher Temperaturverteilungen über den Wärmerohrverdampfer.

Tabelle A-5: Beispielhafte Messwerte der Verdampfertemperatur bei gegebener Sensorpositionierung und imaginärer (dichter) Sensorpositionierung.

	Messung / Stufe	Gegebene Sensorposi- tionierung	Imaginäre Sensorpo- sitionierung im Abstand von 10 mm	Einheit
		Wert	Wert	
Messwert der Verdampfer- temperatur für Extremfall 1	30_0A_10 / 80 W _{el}	77,46	49,16	°C
Messwert der Verdampfer- temperatur für Extremfall 2		77,46	85,67	°C
Messwert der Verdampfer- temperatur für Extremfall 1	30_0A_50 / 80 W _{el}	66,67	66,80	°C
Messwert der Verdampfer- temperatur für Extremfall 2		66,67	66,47	°C

A.7 Einfluss der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – Abweichung Sensor- zu Wandtemperatur

In der Arbeit erfolgt die Messung der Außenwandtemperatur in der adiabaten Zone und am Verdampfer mit Pt-100-Anlegefühlern (s. Kapitel 4.4.2). Der Kontaktwiderstand zwischen Sensor und Wand, der bestehende Wärmestrom sowie die Beeinflussung der Sensortemperatur von außen, beispielsweise durch das Heizband, führen zu einer Messabweichung $\delta T_{ad,2}$ bzw. $\delta T_{verd,2}$ von Sensor- zu Oberflächen-temperatur (s. Abbildung A-5, Kapitel A.8).

Um den Kontaktwiderstand bzw. die dadurch entstehende Temperaturdifferenz zwischen Sensor und Wandoberfläche zu verringern, werden die Anlegefühler mit Wärmeleitpaste und hohem Anpressdruck an der Wärmerohrwand installiert. Eine Dämmung der Sensorköpfe reduziert den Wärmestrom durch die Sensoren bzw. verringert die direkte Beeinflussung durch das Heizband (s. Abbildung F-4 im Anhang F). Die trotz dieser Maßnahmen bestehende Messabweichung von Sensor- zu Wandtemperatur und eine entsprechende Korrektur sind nicht einfach quantifizierbar.

In der adiabaten Zone wird die bestehende Messabweichung in erster Linie von Kontaktwiderstand und Wärmestrom durch den Sensorkopf bestimmt. Eine Abschätzung kann gemäß Gleichung (A-15) erfolgen. Vereinfachend wird eine homogene Wärmestromverteilung über die adiabate Zone angenommen. Ein beispielhafter Kontaktwärmeübergangskoeffizient – welcher unter anderem von Oberflächenbeschaffenheit und Anpressdruck abhängt und damit schwer abzuschätzen ist – ist Rohsenow et al. [68]⁴⁷ entnommen. Tabelle A-6 gibt Ergebnisse für die Korrektur $\delta T_{ad,2}$ für den in Kapitel A.3 berechneten Fall eines Verlustwärmestroms bei stark beschädigter Dämmung in der adiabaten Zone wieder.

$$\begin{aligned}\delta T_{ad,2} &= \delta \dot{Q}_{WR,2} \cdot \frac{A_{Sensor}}{A_{a,ad}} \cdot R_{Kontakt} = \delta \dot{Q}_{WR,2} \cdot \frac{A_{Sensor}}{A_{a,ad}} \cdot \frac{1}{A_{Sensor} \cdot h_{Kontakt}} \\ &= \delta \dot{Q}_{WR,2} \cdot \frac{1}{A_{a,ad} \cdot h_{Kontakt}}\end{aligned}\quad (A-15)$$

Tabelle A-6: Daten und Beispielrechnung zum Einfluss des Kontaktwiderstands bei der Temperaturmessung in der adiabaten Zone.

Größe	Symbol	Wert	Einheit
Angenommener Kontaktwärmeübergangskoeffizient zwischen Temperatursensor und Wärmerohrwand nach [68]	$h_{Kontakt}$	10.000	W/m ² K
Mantelaußenfläche der adiabaten Zone	$A_{a,ad}$	$5,65 \cdot 10^{-3}$	m ²
Verlustleistung der adiabaten Zone nach Tabelle A-2	$\delta \dot{Q}_{WR,2}$	14	W
Temperaturdifferenz zwischen Sensor und Außenwand des Wärmerohrs in der adiabaten Zone nach Gleichung (A-15)	$\delta T_{ad,2}$	0,25	°C

Am Verdampfer wird die bestehende Messabweichung ebenso von Kontaktwiderstand und Wärmestrom durch den Sensorkopf bestimmt. Zudem besteht eine Beeinflussung der Sensortemperatur durch das Heizband. Wie in Kapitel 4.4.3 erwähnt, besteht ein mit der Dauer der Messreihe zunehmender Wärmestrom über die Verdampferdämmung an die Umgebung. Dieser wird zu einem Großteil direkt von der Heizschnur, dem heißesten Punkt im System, über den Luftspalt und die Dämmung an die Umgebung geführt. Anteil und Richtung des für die Bestimmung des Korrekturterms $\delta T_{verd,2}$ erforderlichen Wärmestroms durch den Sensorkopf sind unbekannt.

Selbst bei bekanntem Kontaktwiderstand kann aufgrund der fehlenden Informationen zum Wärmestrom durch den Sensorkopf keine sinnvolle Korrektur der Temperatur der Sensoren hin zur Wandtemperatur von Verdampfer und adiabater Zone erfolgen. Die Korrekturterme $\delta T_{ad,2}$ und $\delta T_{verd,2}$ werden zu null gesetzt. Die Unsicherheit der Korrektur $\delta T_{ad,2}$ wird in der Messunsicherheitsbetrachtung berücksichtigt (s. Anhang B).

⁴⁷ Zusatzinformation zur Quelle [68]: Auswahl des beispielhaften Kontaktwärmeübergangskoeffizienten in Anlehnung an Abbildung 8 und Tabelle 1, Seiten 4-19f, beispielhaftes Materialpaar Kupfer/Kupfer bei Zwischenraummaterial „Vakuum“. Wert wird aufgrund der Verwendung von Wärmeleitpaste als konservativ eingeschätzt.

A.8 Einfluss der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle – Abweichung Wand- zu Dampftemperatur

In der adiabaten Zone tritt idealisiert kein Wärmestrom zwischen Wärmerohr und Umgebung auf. Im Wärmerohr selbst kann es jedoch auch bei idealer adiabater Zone zu einem Wärmestrom zwischen Dampf und Wärmerohrwand und einer damit verbundenen Temperaturdifferenz $\delta T_{ad,3}$ kommen. Diese ist vereinfacht nach Abbildung A-5 abhängig vom thermischen Widerstand zwischen Wärmerohraußenwand und Dampf $R_{w,ad} + R_{x,ad}$ sowie dem sich einstellenden Wärmestrom. Die Quantifizierung des Wärmestroms sowie des Widerstands $R_{x,ad}$ soll im Folgenden andiskutiert werden.

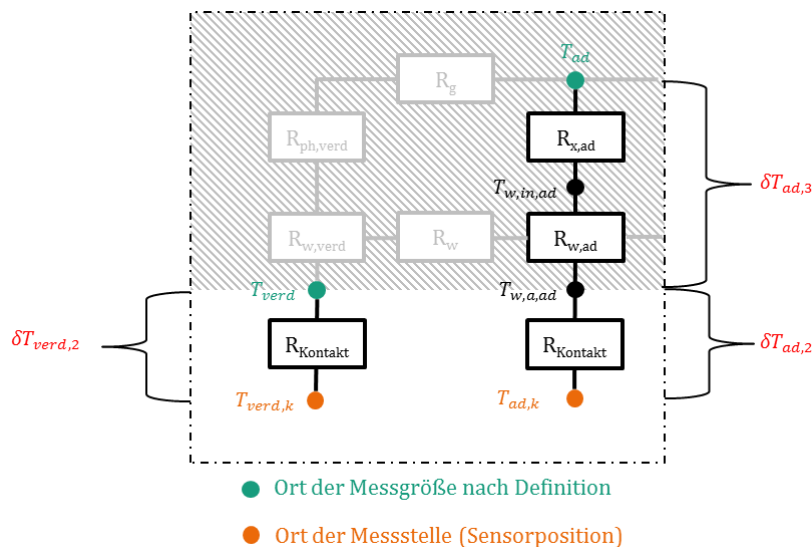


Abbildung A-5: Ersatzschaltbild zur Abschätzung des Einflusses der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle bei der Temperaturmessung.

Der Widerstand $R_{x,ad}$ zwischen Wärmerohrinnenwand und Dampf wird vorrangig von Fluidverteilung und Wärmestromrichtung bestimmt. Die Fluidverteilung in der adiabaten Zone variiert je nach Füllgrad, Arbeitsfluid (Oberflächenspannung) und Betriebszustand (z. B. Neigungswinkel, Leistung, Dampfgeschwindigkeit). Eine nicht erschöpfende Sammlung möglicher (vereinfacht skizzierter) Fälle ist in Tabelle A-7 gegeben. In jedem der aufgezeigten Fälle liegen unterschiedliche Fluidicken und damit Wärmewiderstände vor. In den Fällen, in denen eine nicht radialsymmetrische Fluidverteilung vorliegt (Fall 2 bis 6), variiert die Wärmerohraußenwandtemperatur $T_{w,a,ad}$ bei geringer Behälterwandstärke und damit hohem Verhältnis von Umfangs- zu Radialwiderstand zudem mit dem Umfang.

Unter normalen Betriebsbedingungen (ungestörter Verdampfungs-/Kondensationskreislauf) befinden sich Flüssigkeitspool oder -film und Dampf in der adiabaten Zone im gesättigten Zustand. In diesem Fall führt eine nicht ideale Dämmung zum Wärmestrom nach außen und damit zur Kondensation eines Teils des Dampfs bereits in der adiabaten Zone. Jedoch können auch Fälle eintreten, in denen die heißeste Stelle an der Außenwand des Wärmerohrs vorliegt und es damit in der adiabaten Zone nicht zur Kondensation, sondern zur Verdampfung des Arbeitsfluids kommt. Dies ist zum Beispiel der Fall, wenn der Verdampfer kurz unterhalb der adiabaten Zone austrocknet. Hier liegen dann hohe radiale Wärmewiderstände ins Innere des Wärmerohrs vor, so dass ein Teil des aufgeprägten Wärmestroms in der adiabaten Zone verloren geht.

mestroms axial in der Rohrwand in die adiabate Zone geleitet und durch Verdampfung ins Wärmerohrinnere abgeführt werden kann. Die Quantifizierung von Widerstand und Wärmestrom ist entsprechend komplex. Bei nicht idealer adiabater Zone (auch Wärmestrom zwischen Wärmerohr und Umgebung) hängt die Größe des Wärmestroms zudem von anderen Widerständen wie z. B. dem Widerstand der Dämmung ab.

Tabelle A-7: Nicht erschöpfende Sammlung möglicher Fluidverteilungsfälle in der adiabaten Zone.

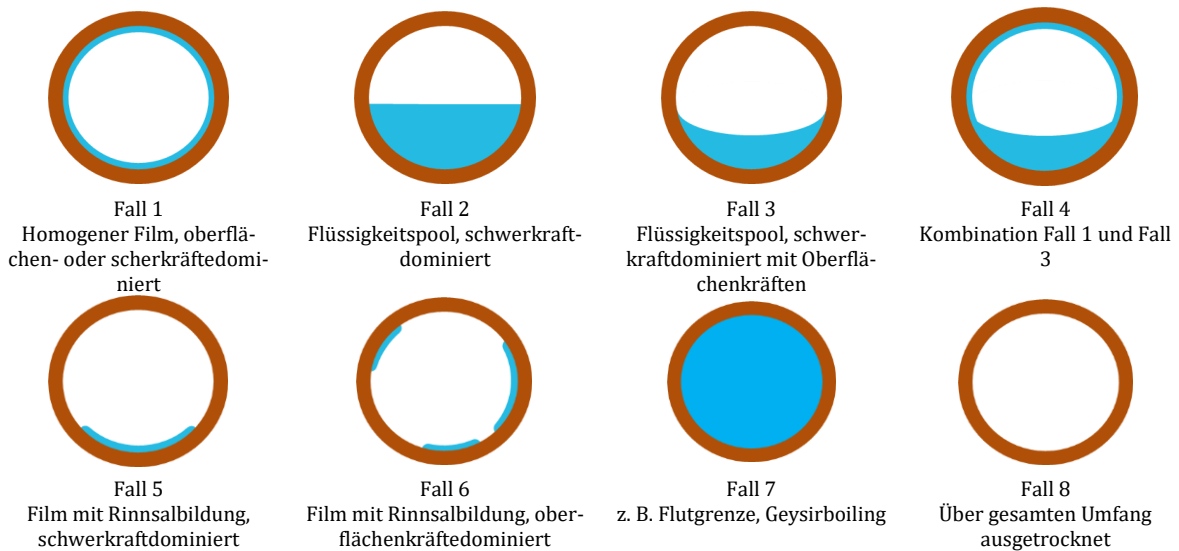


Tabelle A-8 gibt Werte für die sich einstellende Temperaturdifferenz $\delta T_{ad,2}$ für zwei Beispielfälle „Rieselfilm bei geneigtem Wärmerohr“ (Fall 5) und „Flüssigkeitspool bei horizontalem Wärmerohr“ (Fall 2/3) bei einer Verlustleistung der adiabaten Zone $\delta \dot{Q}_{WR,2}$ gemäß Tabelle A-2. Es wird davon ausgegangen, dass Sattdampf und ein Temperaturabfall von T_{ad} nach $T_{w,a,ad}$ vorliegt, also Kondensation in der adiabaten Zone auftritt. Die angenommenen Parameter können Tabelle A-8 und Tabelle 3-1 entnommen werden. Die Berechnung des Wandwiderstands $R_{w,ad}$ kann grundlegender Literatur zur Wärmeübertragung entnommen werden (s. z. B. [81]⁴⁸). Die Berechnung des Widerstands $R_{x,ad}$ zwischen Wärmerohrinnenwand und Dampf erfolgt für Fall 5 gemäß der Korrelation für Filmkondensation nach Gross [34]⁴⁹, wobei der Einfluss der Dampfschubkraft an der Filmoberfläche berücksichtigt wird [34]⁵⁰. Diese kann insbesondere bei Wasser und niedriger Temperatur aufgrund der geringen Dampfdichte und damit hohen Dampfgeschwindigkeit den Wärmeübergangskoeffizienten deutlich senken. Ein Vergleich mit der Korrelation für den Kondensationswärmeübergang in solaren Wärmerohrkondensatoren nach Jack [42]⁵¹, der die Vorschrift von Hussein et al. [40] um den Einfluss der Oberflächenspannung erweitert, führt zu etwas geringeren Temperaturdifferenzen, jedoch derselben Größenordnung. Die Abschätzung für die Kondensation in der adiabaten Zone nach Gross [34], der eine große Datenbasis zugrunde liegt, kann deshalb als konservativ gesehen werden. Die Berechnung

⁴⁸ s. Kapitel N.5 „Wärmerohre“, Gleichung (29) in Quelle [81]

⁴⁹ s. Seite 43, Gleichungen (2.9) bis (2.4) in Quelle [34]

⁵⁰ Zusatzinformation: Erweiterung der Berechnung um Gleichung 2.27 auf Seite 38 in Quelle [34]

⁵¹ s. Seite 65 in Quelle [42]

für Fall 2/3, für den ein Flüssigkeitspool in der adiabaten Zone vorliegt, folgt einer Korrelation von Bezrodnyi & Moklyak⁵² und ist den Angaben von Gross [34]⁵³ für die Berechnung des Wärmeübergangs im überfluteten Teil der Kühlzone entnommen. Die für die Berechnung erforderlichen Stoffwerte basieren auf Wagner & Pruß [85] und sind der NIST Datenbank REFPROP [51] entnommen.

Tabelle A-8: Beispielhafte Abschätzung der Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rohraußenwand in der adiabaten Zone für zwei Standardfälle nach Tabelle A-7.

Größe	Symbol	Fall 5	Fall 2/3	Einheit
		Wert	Wert	
Art der Fluidverteilung und thermischen Randbedingung		Kondensation im Rieselfilm	Kondensation im Flüssigkeitspool	-
Angenommene Temperatur der Kondensation		100	100	°C
Angenommene Wärmerohrleistung	\dot{Q}_{WR}	500	500	W
Verlustleistung der adiabaten Zone nach Tabelle A-2	$\delta\dot{Q}_{WR,2}$	14	14	W
Wärmeleitfähigkeit Kupfer-DHP bei 100°C [21]		318	318	W/mK
Neigungswinkel	φ	+10	0*	°
Wandwiderstand	$R_{w,ad}$	0,0003	0,0003	K/W
Widerstand zwischen Dampf und Wand	$R_{x,ad}$	0,0115	0,0434	K/W
Temperaturdifferenz zwischen Außenwand des Wärmerohrs in der adiabaten Zone und Dampf	$\delta T_{ad,3}$	0,165	0,612	°C

* ohne Einfluss in Korrelation

In der vorliegenden Arbeit treten regelmäßig Temperaturfluktuationen während der Messdurchläufe auf. Sonderfälle wie die Verdampfung in der adiabaten Zone oder das teilweise bzw. temporäre Trockenfallen oder Fluten können somit nicht ausgeschlossen werden. Eine fundierte Korrektur der Messgröße T_{ad} erscheint ohne Einblick in das Wärmerohrinnere nicht möglich. Der Korrekturterm $\delta T_{ad,3}$ wird deshalb zu null gesetzt. Die Unsicherheit der Korrektur wird in der Messunsicherheitsbetrachtung berücksichtigt (s. Anhang B).

A.9 Einfluss des Drifts der Sensoren

Um die Messabweichung der Sensoren zu verringern, erfolgt eine Kalibrierung der Temperatursensoren und des magnetisch-induktiven Durchflussmessers (MID).

Die Kalibrierung der Pt-100-Temperatursensoren im Kühlwasser, am Wärmerohr und in der Umgebung erfolgt im Blockkalibrator. Das Vorgehen berücksichtigt Richtlinien und Anforderungen der Deutschen Akkreditierungsstelle GmbH (DAkKS) [13–16] sowie die Norm „EN ISO IEC 17025:2005“ [23]. Für die Stabsensoren des Kühlwassers $T_{KW,ein}$ und $T_{KW,aus}$ werden Temperaturstufen von 7, 15,

⁵² Primärquelle nicht beschaffbar

⁵³ s. Seite 45, Gleichung (2.29) in Quelle [34]

35, 55, 75, 95 °C gefahren. Für die Anlegefühler am Verdampfer und in der adiabaten Zone werden Stufen von 20, 65, 110, 155 und 200 °C gefahren. Es ist anzumerken, dass die Korrektur $\delta\Delta T_{KW}$ (s. Kapitel A.2) als Relativkalibrierung von $T_{KW,aus}$ auf $T_{KW,ein}$ gesehen werden kann. Die Kalibrierung des magnetisch-induktiven Durchflussmessers (MID) wird durch Auslitern mit einer Referenzwaage bei einem Massenstrom von 30 kg/h nach einem in Zusammenarbeit mit dem Sensor-Hersteller Krohne erarbeiteten Verfahren durchgeführt.

B Messunsicherheitsbetrachtung

B.1 Grundlegendes

Für die sekundären Messgrößen (s. Kapitel 4.3) wird eine Messunsicherheitsbetrachtung durchgeführt. Mit den Modellgleichungen (4-19) bis (4-41) in Kapitel 4.5.1 sind alle sekundären Messgrößen Y als Funktion ihrer Eingangsgrößen X_i mit $Y = f(X_i)$ darstellbar. Entsprechend sind alle Schätzwerte der Messgrößen y als Funktion der Schätzwerte der Eingangsgrößen x_i mit $y = f(x_i)$ darstellbar. Die Bestimmung der Messunsicherheit des Schätzwerts y der Messgrößen Y erfolgt bei Annahme einer zu vernachlässigenden Korrelation der Eingangsgrößen über die Ermittlung der kombinierten Standardunsicherheit $u_c(y)$ bzw. deren Varianz $u_c^2(y)$ mit dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz nach Gleichung (B-1) gemäß dem „Guide to the expression of uncertainty in measurement“ (GUM) [44]⁵⁴. c_i wird als Empfindlichkeitskoeffizient bezeichnet. Ist eine Eingangsgröße X selbst als Messgröße Y in Abhängigkeit weiterer Eingangsgrößen als $Y = f(X_i)$ darstellbar, erfolgt die Berechnung der kombinierten Standardunsicherheit entsprechend. Bei hoher Nichtlinearität der Abhängigkeit $Y = f(X_i)$ um den Entwicklungspunkt bzw. großem $u(x_i)$ wird die Notwendigkeit der zusätzlichen Berücksichtigung der Terme zweiter Ordnung der Taylorreihenentwicklung geprüft (Gleichung (B-2) [44]; s. Erläuterungen zu den Tabellen der Messunsicherheitsbudgets in Anhang B.3).

Werden Korrelationen zwischen den Eingangsgrößen als nicht vernachlässigbar eingestuft, erfolgt die Ermittlung der kombinierten Standardunsicherheit $u_c(y)$ durch Abschätzung der maximalen Messunsicherheit $u_{c,max}(y)$ unter Anwendung des linearen Fehlerfortpflanzungsgesetzes gemäß Gleichung (B-3) [61]⁵⁵. Dies gilt in der Arbeit beispielsweise für die Ermittlung der kombinierten Standardunsicherheit des Wärmestroms durch das Wärmerohr $u(\dot{Q}_{WR})$ aus den Standardunsicherheiten des unberichtigten Messwerts $u(\dot{Q}_{WR,unberichtigt})$ sowie der Korrekturen $u(\delta\dot{Q}_{WR,1/2/3/4})$. Auf weitere Anwendungen der linearen Fehlerfortpflanzung wird in den Erläuterungen in Kapitel B.3 hingewiesen. Bei vollständiger Korrelation wird Gleichung (B-4) zur Berechnung der Standardunsicherheit $u_{c,korreliert}(y)$ bzw. Varianz $u_{c,korreliert}^2(y)$ herangezogen [44]⁵⁶. Auf die Anwendung des Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes unter Zuhilfenahme von Kovarianzen wird verzichtet, da sich deren realistischer Wert experimentell nur unter großem Aufwand bestimmen lässt.

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot u(x_i) \right)^2 = \sum_{i=1}^N (c_i \cdot u(x_i))^2 \quad (\text{B-1})$$

⁵⁴ s. Seite 19, Gleichung (10) in Quelle [44]

⁵⁵ s. Seiten 305f in Quelle [61]

⁵⁶ s. Seite 21 in Quelle [44]

$$\sum_{i=1}^N \sum_{l=1}^N \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial^2 f}{\partial x_i \partial x_l} \right)^2 \cdot u^2(x_i) \cdot u^2(x_l) \quad (\text{B-2})$$

$$u_{c,max}(y) = \sum_{i=1}^N \left| \frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot u(x_i) \right| = \sum_{i=1}^N |c_i \cdot u(x_i)| \quad (\text{B-3})$$

$$u_{c,korreliert}^2(y) = \left(\sum_{i=1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot u(x_i) \right)^2 = \left(\sum_{i=1}^N c_i \cdot u(x_i) \right)^2 \quad (\text{B-4})$$

Erfolgt die Abschätzung der Messunsicherheit einer Größe über die Angabe einer Unsicherheit $U(x_i)$ mit entsprechender angenommener Verteilung, wird die Messunsicherheit $u(x_i)$ gemäß Gleichung (B-5) bestimmt. Ist die Verteilung unbekannt, wird eine Rechteckverteilung angenommen mit Divisor $F = \sqrt{3}$.

Bei Abschätzung der Messunsicherheit einer Größe mithilfe der Standardabweichung des zeitlichen Mittelwerts $s(\bar{x}_i)$ folgt die Berechnung Gleichung (B-6). Es sei darauf hingewiesen, dass die Messgrößen in der Arbeit nicht nur aufgrund von zufälligen Einflüssen schwanken, sondern auch tatsächlichen zeitlichen Instationaritäten unterworfen sind. Da diese Einflüsse nicht klar zu trennen sind, basiert die Standardabweichung der zeitlichen Mittelwerte immer auf beiden Phänomenen, wobei streng genommen nur ersteres der Messunsicherheit zuzuordnen ist. Die in diesen Fällen resultierende höhere Standardabweichung des Mittelwerts ist als konservative Abschätzung zu sehen.

Erfolgt die Abschätzung der Messunsicherheit einer Größe mithilfe der Standardabweichung des örtlichen Mittelwerts der Einzelbeobachtung $s(x_{i,k})$, wird Gleichung (B-7) herangezogen.

$$u(x_i) = \frac{U(x_i)}{F} \quad (\text{B-5})$$

$$u(x_i) = s(\bar{x}_i) = \sqrt{\frac{\frac{\Delta t_{log}}{\Delta t_{eval}} \cdot \sum_{j=1}^{\frac{\Delta t_{eval}}{\Delta t_{log}} + 1} (x_{i,j} - \bar{x}_i)^2}{\frac{\Delta t_{eval}}{\Delta t_{log}} + 1}} \quad (\text{B-6})$$

$$u(x_i) = s(x_{i,k}) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \bar{x}_i)^2}{n - 1}} \quad (\text{B-7})$$

Tabelle B-4 bis Tabelle B-15 in Kapitel B.2 fassen das Messunsicherheitsbudget wichtiger Eingangs- bzw. Messgrößen zusammen. Berücksichtigt werden Einflüsse auf Sensor und Zuleitungen sowie Messumformer und Anzeige bei Kalibrierung und Messung, wobei gerätespezifische und aufbau-spezifische Einflüsse sowie Unsicherheiten in den Modellgleichungen zur Berechnung der Stoffdaten betrachtet werden. Die Unsicherheit der Kalibrierung wird als Kombination einer zulässigen Abweichung von der Referenz bei der Kontrollmessung nach der Kalibrierung sowie der Unsicherheit der Referenz betrachtet. Die Unsicherheit der Korrekturen δy_i wird als Kombination einer maximalen Abweichung vom Schätzwert und der Unsicherheit in der Berechnung dieser maximalen Abweichung betrachtet. Einflüsse, die zu null abgeschätzt werden, sind nicht aufgezählt. Wo erforderlich, sind zu-

sätzlich zu den Angaben in den Tabellen Erläuterungen zur Abschätzung der Messunsicherheiten in Kapitel B.3 ergänzt. Für Angaben zur Unsicherheit des eingestellten Neigungswinkels wird auf Tabelle 4-8 in Kapitel 4.4.2 verwiesen.

Ein Beispiel für die Messunsicherheit der Messwerte der 100-W_{el}-Stufe der Messung 30_0A_50 des Test-Thermosiphons TS30 ist in Tabelle B-1 bis Tabelle B-3 gegeben. Die 100-W_{el}-Stufe zeichnet sich durch ein stationäres Verhalten aus (s. Abbildung C-2 (Mitte) im Anhang C.1). Die relativen Messunsicherheiten der Messgrößen liegen im Bereich zwischen 0,8 % für T_{ad} und 22,5 % für $R_{verd,ad}$. Der relativ niedrige Wert für T_{ad} ist durchaus kritisch zu hinterfragen. Ein besonderes Augenmerk ist dabei auf die Unsicherheiten der Korrekturen zur Dampftemperatur $\delta T_{ad,2}$ und $\delta T_{ad,3}$ zu legen, die aufgrund der komplexen, hochdynamischen Vorgänge im Wärmerohrinneren (s. Kapitel A.7 und A.8) gegebenenfalls einer eingehenderen Betrachtung, als in der Arbeit durchgeführt, bedürfen.

Tabelle B-1: Messunsicherheitsbudget und resultierende Messunsicherheit des Wärmestroms durch das Wärmerohr \dot{Q}_{WR} des Test-Thermosiphons TS30 für die 100-W_{el}-Stufe der Messung 30_0A_50.

y_i			$u(y_i)$		$u(y_i)/y_i$	
Symbol	Wert	Einheit	Wert	Einheit	Wert	Einheit
$\dot{Q}_{WR,unberichtigt}$	68,7	W	5,5	W	8,0	%
$\delta \dot{Q}_{WR,1}$	3,1	W	0,6	W	19,4	%
$\delta \dot{Q}_{WR,2}$	0	W	1,0	W	-	%
$\delta \dot{Q}_{WR,3}$	0	W	0,3	W	-	%
$\delta \dot{Q}_{WR,4}$	0	W	0,3	W	-	%
\dot{Q}_{WR}	72	W	8	W	11,1	%

Tabelle B-2: Messunsicherheit der Temperaturen bzw. Temperaturdifferenzen des Test-Thermosiphons TS30 für die 100-W_{el}-Stufe der Messung 30_0A_50.

y_i			$u(y_i)$		$u(y_i)/y_i$	
Symbol	Wert	Einheit	Wert	Einheit	Wert	Einheit
T_{ad}	66,0	°C	0,5	°C	0,8	%
$\Delta T_{verd,KW}$	20,1	K	0,9	K	4,5	%
$\Delta T_{verd,ad}$	5,1	K	1,0	K	19,6	%
$\Delta T_{ad,KW}$	14,9	K	0,5	K	3,4	%

Tabelle B-3: Messunsicherheit der thermischen Widerstände des Test-Thermosiphons TS30 für die 100-W_{el}-Stufe der Messung 30_0A_50.

y_i			$u(y_i)$		$u(y_i)/y_i$	
Symbol	Wert	Einheit	Wert	Einheit	Wert	Einheit
$R_{verd,KW}$	0,280	K/W	0,032	K/W	11,4	%
$R_{verd,ad}$	0,071	K/W	0,016	K/W	22,5	%
$R_{ad,KW}$	0,208	K/W	0,023	K/W	11,1	%

B.2 Tabellarische Zusammenfassung der Messunsicherheitsbudgets

Tabelle B-4: Messunsicherheitsbudget der Korrektur $\delta\dot{Q}_{WR,1}$.

Einflussgröße	Unsicherheit U			Messunsicherheit u			Empfindlichkeitskoeffizient $ c $			Beitrag $ c \cdot u$		
	Wert/ Symbol	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/ Symbol	Einheit	Wert/ Symbol	Einheit	Quelle	Wert/ Symbol	Einheit
Unsicherheit im Messwert des Massenstroms					s. Tabelle B-8	$u(\dot{m}_{KW})$	kg/h	$\frac{\partial \delta \dot{Q}_{WR,1}}{\partial \dot{m}_{KW}}$	Wh/kg	-	$\frac{\partial \delta \dot{Q}_{WR,1}}{\partial \dot{m}_{KW}} \cdot u(\dot{m}_{KW})$	W
Unsicherheit im Messwert der Wärmekapazität					s. Tabelle B-9	$u(c_p(\overline{T_{KW}}))$	J/kgK	$\frac{\partial \delta \dot{Q}_{WR,1}}{\partial c_p(\overline{T_{KW}})}$	kgK/s	-	$\frac{\partial \delta \dot{Q}_{WR,1}}{\partial c_p(\overline{T_{KW}})} \cdot u(c_p(\overline{T_{KW}}))$	W
Unsicherheit im Messwert der Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Umgebung					Interne Berechnung	0,16461	K	$\frac{\partial \delta \dot{Q}_{WR,1}}{\partial \Delta T_{KW,umg}}$	W/K	-	$\frac{\partial \delta \dot{Q}_{WR,1}}{\partial \Delta T_{KW,umg}} \cdot 0,16461$	W
Unsicherheit der empirischen Korrelation $\delta \Delta T_{KW}$ – Zulässige Abweichung nach Kalibrierung	0,025	K	Rechteck	$\sqrt{3}$	Gemäß internem Kalibrierbeschluss	0,01443	K	$\overline{\dot{m}_{KW}} \cdot c_p(\overline{T_{KW}})$	W/K	-	$\overline{\dot{m}_{KW}} \cdot c_p(\overline{T_{KW}}) \cdot 0,01443$	W
Unsicherheit der empirischen Korrelation $\delta \Delta T_{KW}$ – Drift	0,02	K	Rechteck	$\sqrt{3}$	Wert aus Kalibrierhistorie generiert	0,01155	K	$\overline{\dot{m}_{KW}} \cdot c_p(\overline{T_{KW}})$	W/K	-	$\overline{\dot{m}_{KW}} \cdot c_p(\overline{T_{KW}}) \cdot 0,01155$	W

Tabelle B-5: Messunsicherheitsbudget der Korrektur $\delta\dot{Q}_{WR,2}$.

Einflussgröße	Unsicherheit U				Messunsicherheit u		Empfindlichkeitskoeffizient $ c $		Beitrag $ c \cdot u$	
	Wert	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/Symbol	Einheit	Quelle	Wert/Symbol	Einheit
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta\dot{Q}_{WR,2} = 0$	$\delta\dot{Q}_{WR,2}$	W	Asymmetrisches Rechteck	$\sqrt{12}$	Gl. (A-6)	$\frac{ \delta\dot{Q}_{WR,2} }{\sqrt{12}}$	W	-	$\frac{ \delta\dot{Q}_{WR,2} }{\sqrt{12}}$	W
Unsicherheit in der Berechnung der maximalen Abweichung:										
Unsicherheit in der Korrelation	$0,05 \cdot \delta\dot{Q}_{WR,2}$	W	Rechteck	$\sqrt{3}$	Abschätzung des Einflusses der vernachlässigten Widerstände: 5 %	$\frac{0,05 \cdot \delta\dot{Q}_{WR,2}}{\sqrt{3}}$	W	-	$\frac{0,05 \cdot \delta\dot{Q}_{WR,2}}{\sqrt{3}}$	W
Unsicherheit im Messwert $\dot{Q}_{WR,unbertichtigt}$						$u(\dot{Q}_{WR,unbertichtigt})$	W	-		
Unsicherheit im Messwert $\delta\dot{Q}_{WR,1}$					s. Tabelle B-4	$u(\delta\dot{Q}_{WR,1})$	W	Gl. (A-6)	$0,02627 \cdot u(\dot{Q}_{WR,unbertichtigt})$	W
Unsicherheit im Messwert $\delta\dot{Q}_{WR,3}$					s. Tabelle B-6	$u(\delta\dot{Q}_{WR,3})$	W	Gl. (A-6)	$0,02627 \cdot u(\delta\dot{Q}_{WR,1})$	W
Unsicherheit im Messwert $\delta\dot{Q}_{WR,4}$					s. Tabelle B-7	$u(\delta\dot{Q}_{WR,4})$	W	Gl. (A-6)	$0,02627 \cdot u(\delta\dot{Q}_{WR,3})$	W
Unsicherheit im Messwert $\Delta T_{KW,ung}$					Interne Berechnung	0,16461	K	Gl. (A-6)	$0,02627 \cdot u(\delta\dot{Q}_{WR,4})$	W
Unsicherheit im Wert $R_{ad,KW}$	0,32	K/W	Rechteck	$\sqrt{3}$	Annahme max. Abweichung ± 20 %	0,18475	K/W	Gl. (A-6)	0,00270	W
Unsicherheit im Wert $R_{luft,ad}$	3,54	K/W	Rechteck	$\sqrt{3}$	Annahme max. Abweichung ± 20 %	2,04382	K/W	Gl. (A-6)	$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,2}}{\partial R_{ad,KW}} \cdot 0,18475$	W
Unsicherheit im Wert $R_{dam,ad}$	8,64	K/W	Rechteck	$\sqrt{3}$	Annahme max. Abweichung ± 20 %	4,98831	K/W	Gl. (A-6)	$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,2}}{\partial R_{luft,ad}} \cdot 2,04382$	W
									$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,2}}{\partial R_{dam,ad}} \cdot 4,98831$	W

Tabelle B-6: Messunsicherheitsbudget der Korrektur $\delta\dot{Q}_{WR,3}$.

Einflussgröße	Unsicherheit U			Messunsicherheit u			Empfindlichkeitskoeffizient $ c $			Beitrag $ c \cdot u$		
	Wert	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/Symbol	Einheit	Wert/Symbol	Quelle	Wert/Symbol	Einheit	Einheit
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta\dot{Q}_{WR,3} = 0$ bei Einhaltung des Stationaritätskriteriums	0,5	W	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Kapitel A.4	0,28868	W	1	-	0,28868	W	W
Unsicherheit in der Berechnung der maximalen Abweichung:												
Unsicherheit im Messwert des Massenstroms					s. Tabelle B-8	$u(\dot{m}_{KW})$	kg/h	$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,3}}{\partial \dot{m}_{KW}}$	Gl. (A-11)	$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,3}}{\partial \dot{m}_{KW}} \cdot u(\dot{m}_{KW})$	W	W
Unsicherheit im Messwert der Wärmekapazität					s. Tabelle B-9	$u(c_p(\overline{T}_{KW}))$	J/kg K	$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,3}}{\partial c_p}$	Gl. (A-11)	$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,3}}{\partial c_p} \cdot u(c_p(\overline{T}_{KW}))$	W	W
Unsicherheit im Messwert der Temperaturänderung	$0,2 \cdot K_{stat,T_{KW, \#in,120}}$	K/s	Rechteck	$\sqrt{3}$	Annahme max. Abweichung $\pm 20\%$	$\frac{0,2}{\sqrt{3}} \cdot K_{stat,T_{KW, \#in,120}}$	K/s	$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,3}}{\partial K_{stat,T_{KW, \#in,120}}}$	Gl. (A-11)	$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,3}}{\partial K_{stat,T_{KW, \#in,120}}} \cdot \frac{0,2}{\sqrt{3}} \cdot K_{stat,T_{KW, \#in,120}}$	W	W
Unsicherheit in der Durchflusszeit des Kondensator-kühlers	10	s	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	5,77350	s	$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,3}}{\partial \Delta t_{KK}}$	Gl. (A-11)	$\frac{\partial \delta\dot{Q}_{WR,3}}{\partial \Delta t_{KK}} \cdot 5,77350$	W	W

Tabelle B-7: Messunsicherheitsbudget der Korrektur $\delta\dot{Q}_{WR,4}$.

Einflussgröße	Unsicherheit U			Messunsicherheit u		Empfindlichkeitskoeffizient $ c $		Beitrag $ c \cdot u$	
	Wert/Symbol	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/Symbol	Einheit	Wert/Symbol	Einheit
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta\dot{Q}_{WR,4} = 0$ bei Einhaltung des Stationaritätskriteriums Unsicherheit in der Berechnung der maximalen Abweichung: Unsicherheit im Wert der Wärmekapazität des Kondensatorkühlers Unsicherheit im Messwert der Temperaturänderung	0,5	W	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Kapitel A.5	1	-	0,28868	W
					Interne Abschätzung	$K_{stat,T_{KK},120}$	K/s	$54 \cdot K_{stat,T_{KK},120}$	W
	$0,2 \cdot K_{stat,T_{KK},120}$	K/s	Rechteck	$\sqrt{3}$	Annahme max. Abweichung $\pm 20\%$	C_{KK}	I/K	$\frac{0,2 \cdot K_{stat,T_{KK},120}}{\sqrt{3}} \cdot C_{KK}$	W

Tabelle B-8: Messunsicherheitsbudget des Massenstroms \overline{m}_{KW} .

Einflussgröße	Unsicherheit U				Messunsicherheit u		Empfindlichkeitskoeffizient c		Beitrag $ c \cdot u$	
	Wert/ Symbol	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/ Symbol	Einheit	Quelle	Wert/ Symbol	Einheit
Zulässige Abweichung nach Kalibrierung	0,06	kg/h	Rechteck	$\sqrt{3}$	0,2 % des Kalibrierwerts (30 kg/h) gemäß internem Kalibrierbeschluss	0,03464	kg/h	-	0,03464	kg/h
Unsicherheit der Waage bei Kalibrierung	0,012	kg	Normal	2,48	Kalibrierzertifikat; Daten bei 100 kg	0,00484	kg	1/h	0,00161	kg/h
Unsicherheit der Zeitmessung bei Kalibrierung	$\frac{3}{3600}$	h	Rechteck	$\sqrt{3}$	Schätzung bei Start und Stopp je 1,5 s	0,00048	h	kg/h ²	0,00535	kg/h
Anzeigegenauigkeit der Waage bei Kalibrierung	0,005	kg	Rechteck	$\sqrt{3}$	Max. Rundungsfehler bei zwei Nachkommastellen	0,00289	kg	1/h	0,00096	kg/h
Anzeigegenauigkeit der Stoppuhr bei Kalibrierung	$\frac{0,5}{3600}$	h	Rechteck	$\sqrt{3}$	Max. Rundungsfehler bei null Nachkommastellen der Sekundenanzeige	0,00008	h	kg/h ²	0,00089	kg/h
Unsicherheit der Korrelation zur Dichteberechnung	0,2	kg/m ³	Rechteck	$\sqrt{3}$	Abweichung der Polynomwerte zu publizierten Tabellenwerten < 0,02 % [26]; Annahme einer max. Dichte von 1000 kg/m ³	0,11547	kg/m ³	m ³ /h	0,00346	kg/h
Unsicherheit im Messwert $T_{KW,MID}$ zur Dichteberechnung	0,5	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Annahme einer max. Messabweichung von 0,5 °C	0,28868	°C	kg/h°C	0,00604	kg/h
Langzeitstabilität des Sensors und integrierter Messumformers (MID)	0,09	kg/h	Rechteck	$\sqrt{3}$	0,3 % vom Messwert (30 kg/h) (Erfahrung aus Kalibrierhistorie)	0,05196	kg/h	-	0,05196	kg/h
Unsicherheit des Multiplexers	0,09618	kg/h	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur 35 °C, min. Kühlwassertemperatur 10 °C, Massenstrom 30 kg/h	0,05553	kg/h	-	0,05553	kg/h
Örtliche Diskrepanz von Messgröße und Messstelle; weitere zufällige Einflüsse	-	-	-	-	Statistisch	$s(\overline{m}_{KW})$	kg/h	-	$s(\overline{m}_{KW})$	kg/h

Tabelle B-10: Messunsicherheitsbudget der Temperaturdifferenz des Kühlwassers $\overline{\Delta T_{KW}}$.

Einflussgröße	Unsicherheit U					Messunsicherheit u		Empfindlichkeitskoeffizient $\frac{\partial}{\partial c}$		Betrag $ c \cdot u$	
	Wert/ Symbol	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/ Symbol	Einheit	Wert/ Symbol	Einheit	Wert/ Symbol	Einheit
Langzeitstabilität der Temperatursensoren	$\sqrt{2} \cdot 0,01$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	0,01 für $T_{KW, \text{ein}/\text{aus}}$; Wert aus Kalibrierhistorie generiert	0,00816	°C	1	-	0,00816	°C
Ungenügende Austemperierung von $T_{KW, \text{aus}}$	0,24	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3: Einfluss für $T_{KW, \text{ein}}$ vernachlässigbar	0,13856	°C	1	-	0,13856	°C
Unsicherheit des Multiplexers für $T_{KW, \text{ein}/\text{aus}}$	$\sqrt{2} \cdot 0,0919$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Temperatureinfluss aufgrund Differenzbildung vernachlässigt Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;100°C] Statistisch	0,07504	°C	1	-	0,07504	°C
Ungenügende Vermischung des Kühlwassers im Kondensator-kühler; weitere zufällige Einflüsse						$s(\Delta T_{KW})$	°C	1	-	$s(\Delta T_{KW})$	°C

Tabelle B-11: Messunsicherheitsbudget der adiabaten Temperatur T_{ad} .

Einflussgröße	Unsicherheit U					Messunsicherheit u bzw. Beitrag $ c \cdot u$ bei $c = 1$	
	Wert/ Symbol	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/ Symbol	Einheit
Zulässige Abweichung von $T_{ad,k}$ nach Kalibrierung	0,05	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Gemäß internem Kalibrierbeschluss	0,02887	°C
Unsicherheit des Referenzsensors bei Kalibrierung	0,02	°C	Normal	2	Kalibrierzertifikat	0,01	°C
Unsicherheit des Multiplexers für Referenz bei Kalibrierung	0,1459	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;200°C]	0,08424	°C
Anzeigegenauigkeit des Multiplexers für Referenz bei Kalibrierung	0,0005	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Maximaler Rundungsfehler bei Mitloggen von drei Nachkommastellen	0,00029	°C
Langzeitstabilität der Temperatursensoren	0,01	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Wert aus Kalibrierhistorie generiert	0,00578	°C
Unsicherheit des Multiplexers für $T_{ad,k}$	0,1459	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;200°C]	0,08424	°C
Zufällige Einflüsse					Statistisch	$s(\overline{T_{ad}})$	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{ad,1} = 0\text{ °C}$	$s(T_{ad,k})$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	$\frac{s(T_{ad,k})}{\sqrt{3}}$	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{ad,2} = 0\text{ °C}$	0,25	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	0,14434	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{ad,3} = 0\text{ °C}$	0,612	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	0,35334	°C

Tabelle B-12: Messunsicherheitsbudget der Temperatur des Kühlwassers T_{KW} .

Einflussgröße	Unsicherheit U					Messunsicherheit u bzw. Betrag $ c \cdot u$ bei $c = 1$
	Wert	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/ Symbol
Zulässige Abweichung von $T_{KW, \text{ein}/\text{aus}}$ nach Absolutkalibrierung	0,05	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Gemäß internem Kalibrierbeschluss	0,02887
Unsicherheit des Referenzsensors bei Absolutkalibrierung	0,02	°C	Normal	2	Kalibrierzertifikat	0,01
Unsicherheit des Multiplexers für Referenz bei Absolutkalibrierung	0,1257	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;100°C]	0,07257
Anzeigegenauigkeit des Multiplexers für Referenz bei Absolutkalibrierung	0,0005	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Maximaler Rundungsfehler bei Mitloggen von drei Nachkommastellen	0,00029
Langzeitstabilität der Temperatursensoren	0,01	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Wert aus Kalibrierhistorie generiert	0,00577
Ungenügende Austemperierung von $T_{KW, \text{aus}}$	0,5 - 0,24	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3; Einfluss für $T_{KW, \text{ein}}$ vernachlässigbar	0,06928
Unsicherheit des Multiplexers für $T_{KW, \text{ein}/\text{aus}}$	0,1257	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;100°C]	0,07257
Zufällige Einflüsse					Statistisch	$s(\overline{T_{KW}})$

Tabelle B-13: Messunsicherheitsbudget der Temperaturdifferenz $\Delta T_{verd,KW}$.

Einflussgröße	Unsicherheit U					Messunsicherheit u bzw. Beitrag $ c \cdot u$ bei $c = 1$	
	Wert	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/ Symbol	Einheit
Zulässige Abweichung von $T_{verd,k}$ und $T_{KW,ein/aus}$ nach Kalibrierung	$\sqrt{2} \cdot 0,05$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Gemäß internem Kalibrierbeschluss	0,04082	°C
Unsicherheit des Referenzsensors bei Kalibrierung	$\sqrt{2} \cdot 0,02$	°C	Normal	2	Kalibrierzertifikat: Kalibrierung von $T_{verd,k}$ und $T_{KW,ein/aus}$ in unterschiedlichen Kalibrierdurchgängen	0,01414	°C
Unsicherheit des Multiplexers für Referenz bei Kalibrierung – Einfluss $T_{KW,ein/aus}$	0,1257	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;100°C]	0,07257	°C
Unsicherheit des Multiplexers für Referenz bei Kalibrierung – Einfluss $T_{verd,k}$	0,1459	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;200°C]	0,08424	°C
Anzeigegegenauigkeit des Multiplexers für Referenz bei Kalibrierung	$\sqrt{2} \cdot 0,0005$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Maximaler Rundungsfehler bei Mitloggen von drei Nachkommastellen	0,00041	°C
Langzeitstabilität der Temperatursensoren	$\sqrt{2} \cdot 0,01$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Wert aus Kalibrierhistorie generiert	0,00816	°C
Ungenügende Austemperierung von $T_{KW,aus}$	$0,5 \cdot 0,24$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3; Einfluss für $T_{KW,ein}$ vernachlässigbar	0,06928	°C
Unsicherheit des Multiplexers für $T_{KW,ein/aus}$	0,0919	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers, Temperatureinfluss aufgrund Differenzbildung vernachlässigt Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;100°C]	0,05306	°C
Unsicherheit des Multiplexers für $T_{verd,k}$	0,1063	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Temperatureinfluss aufgrund Differenzbildung vernachlässigt Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;200°C]	0,06137	°C
Zufällige Einflüsse					Statistisch	$s(\Delta T_{verd,KW})$	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{verd,1} = 0$ °C	$s(T_{verd,k})$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	$\frac{s(T_{verd,k})}{\sqrt{3}}$	°C

Tabelle B-14: Messunsicherheitsbudget der Temperaturdifferenz $\Delta T_{verd,ad}$

Einflussgröße	Unsicherheit U					Messunsicherheit u bzw. Beitrag $ c \cdot u$ bei $c = 1$	
	Wert	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/Symbol	Einheit
Zulässige Abweichung von $T_{ad,k}$ und $T_{verd,k}$ nach Kalibrierung	$\sqrt{2} \cdot 0,05$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Gemäß internem Kalibrierbeschluss	0,04082	°C
Unsicherheit des Referenzsensors bei Kalibrierung	$\sqrt{2} \cdot 0,02$	°C	Normal	2	Kalibrierzertifikat; Kalibrierung von $T_{verd,k}$ und T_{ad} teilweise in unterschiedlichen Kalibrierdurchgängen	0,01414	°C
Unsicherheit des Multiplexers für Referenz bei Kalibrierung	$\sqrt{2} \cdot 0,1459$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;200°C]	0,11913	°C
Anzeigegenauigkeit des Multiplexers für Referenz bei Kalibrierung	$\sqrt{2} \cdot 0,0005$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Maximaler Rundungsfehler bei Mitloggen von drei Nachkommastellen	0,00041	°C
Langzeitstabilität der Temperatursensoren	$\sqrt{2} \cdot 0,01$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Wert aus Kalibrierhistorie generiert	0,00816	°C
Unsicherheit des Multiplexers	$\sqrt{2} \cdot 0,1063$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Temperatureinfluss aufgrund Differenzbildung vernachlässigt Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;200°C]	0,08679	°C
Zufällige Einflüsse					Statistisch	$s(\Delta T_{verd,ad})$	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{verd,1} = 0$ °C	$s(T_{verd,k})$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	$\frac{s(T_{verd,k})}{\sqrt{3}}$	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{ad,1} = 0$ °C	$s(T_{ad,k})$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	$\frac{s(T_{ad,k})}{\sqrt{3}}$	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{ad,2} = 0$ °C	0,25	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	0,14434	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{ad,3} = 0$ °C	0,612	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	0,35334	°C

Tabelle B-15: Messunsicherheitsbudget der Temperaturdifferenz $\Delta T_{ad,kW}$.

Einflussgröße	Unsicherheit U					Messunsicherheit u bzw. Beitrag $ c \cdot u$ bei $c = 1$	
	Wert	Einheit	Verteilung	F	Quelle	Wert/Symbol	Einheit
Zulässige Abweichung von $T_{ad,k}$ und $T_{KW, ein/aus}$ nach Kalibrierung	$\sqrt{2} \cdot 0,05$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Gemäß internem Kalibrierbeschluss	0,04082	°C
Unsicherheit des Referenzsensors bei Kalibrierung	$\sqrt{2} \cdot 0,02$	°C	Normal	2	Kalibrierzertifikat; Kalibrierung von $T_{verd,k}$ und $T_{KW, ein/aus}$ in unterschiedlichen Kalibrierdurchgängen	0,01414	°C
Unsicherheit des Multiplexers für Referenz bei Kalibrierung – Einfluss $T_{KW, ein/aus}$	0,1257	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;100°C]	0,07257	°C
Unsicherheit des Multiplexers für Referenz bei Kalibrierung – Einfluss $T_{ad,k}$	0,1459	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;200°C]	0,08424	°C
Anzeigegenauigkeit des Multiplexers für Referenz bei Kalibrierung	$\sqrt{2} \cdot 0,0005$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Maximaler Rundungsfehler bei Mitloggen von drei Nachkommastellen	0,00041	°C
Langzeitstabilität der Temperatursensoren	$\sqrt{2} \cdot 0,01$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Wert aus Kalibrierhistorie generiert	0,00816	°C
Ungenügende Austemperierung von $T_{KW, aus}$	$0,5 \cdot 0,24$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3; Einfluss für $T_{KW, ein}$ vernachlässigbar	0,06928	°C
Unsicherheit des Multiplexers für $T_{KW, ein/aus}$	0,0919	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Temperatureinfluss aufgrund Differenzbildung vernachlässigt Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;100°C]	0,05306	°C
Unsicherheit des Multiplexers für $T_{ad,k}$	0,1063	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	Datenblatt des Multiplexers; Temperatureinfluss aufgrund Differenzbildung vernachlässigt Annahmen: 1 Jahr nach Kalibrierung, max. Raumtemperatur von 35°C, maximaler Wert des Temperaturbereichs [0°C;200°C]	0,06137	°C
Zufällige Einflüsse					Statistisch	$s(\Delta T_{ad,kW})$	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{ad,1} = 0$ °C	$s(T_{ad,k})$	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	$\frac{s(T_{ad,k})}{\sqrt{3}}$	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{ad,2} = 0$ °C	0,25	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	0,14434	°C
Maximale Abweichung vom Schätzwert $\delta T_{ad,3} = 0$ °C	0,612	°C	Rechteck	$\sqrt{3}$	s. Erläuterungen Kapitel B.3	0,35334	°C

B.3 Erläuterungen zu den Tabellen der Messunsicherheitsbudgets

Erläuterungen zum Messunsicherheitsbudget der Korrektur $\delta\dot{Q}_{WR,1}$

- Aufgrund der Relativkalibrierung der Sensoren $T_{KW,aus}$ auf $T_{KW,ein}$ (s. Kapitel A.2) wird der Einfluss der Absolutkalibrierung auf $u(\Delta T_{KW})$ vernachlässigt. Die Unsicherheit der Relativkalibrierung ist in der Unsicherheitsbetrachtung von $\delta\dot{Q}_{WR,1}$ berücksichtigt.

Erläuterungen zum Messunsicherheitsbudget der Korrektur $\delta\dot{Q}_{WR,2}$

- Die Abschätzung der Messunsicherheit des Verlustwärmestroms $u(\delta\dot{Q}_{WR,2})$ der adiabaten Zone erfolgt über eine Abschätzung des auftretenden Verlustwärmestroms $\delta\dot{Q}_{WR,2}$ gemäß Gleichung (A-6) und den Werten für die thermischen Widerstände aus Tabelle A-2 in Kapitel A.3, wobei die jeweiligen Messwerte für die Wärmerohrleistung \dot{Q}_{WR} sowie für die Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Umgebung $\Delta T_{KW,umg}$ herangezogen werden. Aufgrund der konservativen Annahme der Widerstandswerte wird der berechnete Wert des Wärmestroms $\delta\dot{Q}_{WR,2}$ als maximale Messabweichung gesehen. Bei negativem Wärmestrom $\delta\dot{Q}_{WR,2}$ (Wärmeeintrag) werden die Schranken der Unsicherheit zu $[\delta\dot{Q}_{WR,2}; 0 \text{ W}]$, bei positivem Wärmestrom (Wärmeverlust) zu $[0 \text{ W}; \delta\dot{Q}_{WR,2}]$ geschätzt. Die Berechnung der Unsicherheit erfolgt für den Fall asymmetrischer Schranken nach GUM [44]⁵⁷ gemäß Gleichung (B-8).

$$u(\delta\dot{Q}_{WR,2}) = \sqrt{\frac{(|\delta\dot{Q}_{WR,2}| + 0 \text{ W})^2}{12}} \quad (\text{B-8})$$

- $\delta\dot{Q}_{WR,2}(R_{luft,ad})$ und $\delta\dot{Q}_{WR,2}(R_{däm,ad})$ sind um ihre Entwicklungspunkte $R_{luft,ad} = 17,7 \frac{\text{K}}{\text{W}}$ und $R_{däm,ad} = 43,2 \frac{\text{K}}{\text{W}}$ relativ linear. Aus diesem Grund werden trotz der Annahme einer großen Unsicherheit von $\pm 20 \%$ nur die ersten Glieder der Taylorreihe bei der Berechnung der kombinierten Messunsicherheit berücksichtigt.
- Die „Unsicherheit in der Berechnung der maximalen Abweichung“ vom Schätzwert $\delta\dot{Q}_{WR,2} = 0$ wird aufgrund der teilweise korrelierten Eingangsgrößen nach Gleichung (B-3) in Kapitel B.1 ermittelt.

⁵⁷ s. Abschnitt 4.3.8 in Quelle [44]

Erläuterungen zum Messunsicherheitsbudget der Korrektur $\delta\dot{Q}_{WR,3}$

- Die Bestimmung der Durchflusszeit des Kühlwassers durch den Kondensatorkühler Δt_{KK} erfolgt aufgrund der komplexen Geometrie des Kühlers (s. Abbildung F-5) experimentell anhand der Auswertung von drei Aufheizvorgängen bei konstanter Temperaturänderungsrate. Für einen Massenstrom von $\dot{m}_{KW} = 30 \text{ kg/h}$ wird Δt_{KK} im Mittel zu 73,7 s bestimmt und bei bestehender Abtastrate Δt_{log} von 5 Sekunden zu 75 s gerundet. Es ist anzumerken, dass während der Aufheizvorgänge ein Teil der Enthalpie des Kühlwassers in die Erwärmung des Kondensatorkühlers fließt, was eine Reduktion der Kühlwasseraustrittstemperatur bedingt. Dies wird bei dem gewählten experimentellen Verfahren zur Bestimmung der Durchflusszeit anhand der Auswertung von drei Aufheizvorgängen bei konstanter Temperaturänderungsrate nicht berücksichtigt. Eine zum Vergleich durchgeführte theoretische Abschätzung der Durchflusszeit des Kühlwassers durch den Kondensatorkühler Δt_{KK} auf Grundlage der Geometriedaten des Kühlers ergibt einen Wert von 26 s bei einem Massenstrom von $\dot{m}_{KW} = 30 \text{ kg/h}$. Eine experimentelle Bestimmung auf Grundlage von Versuchen mit möglichst sprunghafter Änderung der Eintrittstemperatur führt zu Messergebnissen von im Mittel 61 s bei einem Massenstrom von $\dot{m}_{KW} = 30 \text{ kg/h}$. Auch wenn das angewandte experimentelle Verfahren zur Bestimmung der Durchflusszeit anhand der Auswertung von drei Aufheizvorgängen bei konstanter Temperaturänderungsrate als am zuverlässigsten eingeschätzt wird, wird der Durchflusszeit des Kondensatorkühlers Δt_{KK} aufgrund der starken Abweichung der Ergebnisse bei unterschiedlichen Ermittlungsverfahren eine Standardunsicherheit von $u(\Delta t_{KK}) = 10 \text{ s}$ zugeschrieben, was der Standardabweichung aller experimentell ermittelten Messergebnisse entspricht.

Erläuterungen zum Messunsicherheitsbudget der Korrektur $\delta\dot{Q}_{WR,4}$

- Die Temperatur des Kondensatorkühlers wird an einer Stelle des Gehäuses durch einen Pt100-Auflegefühler erfasst und über eine lineare Regression mit dem vorherigen Messpunkt abgeschätzt (s. Kapitel A.5). Aufgrund der hohen Leitfähigkeit des Metalls des Kondensatorkühlers erscheint eine konservative Abschätzung der maximalen relativen Messabweichung auf 20 % gerechtfertigt.

Erläuterungen zum Messunsicherheitsbudget der Wärmekapazität $c_p(\overline{T_{KW}})$

- Bei der Berechnung des Einflusses der Unsicherheit im Messwert der mittleren Kühlwassertemperatur $u(T_{KW})$ auf die Unsicherheit der Wärmekapazität werden aufgrund der hohen Nichtlinearität im Entwicklungspunkt die Glieder zweiter Ordnung der Taylorreihe berücksichtigt. Die Berücksichtigung der Glieder zweiter Ordnung ist für den Wert der Unsicherheit der Wärmekapazität signifikant. Aufgrund des geringen Einflusses der Unsicherheit der Wärmekapazität auf die Unsicherheit des Wärmestroms \dot{Q}_{WR} ist dies bei alleiniger Betrachtung der Messgröße \dot{Q}_{WR} jedoch nicht zwingend erforderlich.

- Die Korrelation der Messgrößen $c_p(\overline{T_{KW}})$ und $\overline{\Delta T_{KW}}$ wird aufgrund des geringen Einflusses der Unsicherheit von $c_p(\overline{T_{KW}})$ auf die Unsicherheit des Wärmestroms \dot{Q}_{WR} vernachlässigt.

Erläuterungen zum Messunsicherheitsbudget des Wärmestroms \dot{Q}_{WR}

- Die Berechnung der kombinierten Standardunsicherheit des Wärmestroms durch das Wärmrohr $u(\dot{Q}_{WR})$ aus den Standardunsicherheiten des unberichtigten Messwerts $u(\dot{Q}_{WR,unberichtigt})$ sowie der Korrekturen $u(\delta\dot{Q}_{WR,1/2/3/4})$ erfolgt aufgrund der teilweise korrelierten Eingangsgrößen nach Gleichung (B-3) in Kapitel B.1.

Erläuterungen zu den Messunsicherheitsbudgets der Temperaturen und Temperaturdifferenzen

- Die Unsicherheit der Korrekturen $\delta T_{KW,1}$ und $\delta T_{verd,2}$ werden in der Messunsicherheitsbetrachtung aufgrund fehlender Informationen zu deren Abschätzung nicht berücksichtigt. Zur mittleren Kühlwassertemperatur T_{KW} liegen keine Daten zum tatsächlichen Temperaturprofil über den Kondensatorkühler vor, die einen Rückschluss auf die Messabweichung $\delta T_{KW,1}$ aufgrund diskreter Messpunkte liefern könnten. Für die Abschätzung der Korrektur $\delta T_{verd,2}$ bzw. deren Unsicherheit werden Informationen über Richtung und Höhe des Wärmestroms durch den Sensorkopf benötigt, die ebenfalls nicht zur Verfügung stehen. Die Unsicherheit beider Komponenten wird als klein eingeschätzt. Die Vernachlässigung ist bei auffälligen Messergebnissen zu hinterfragen.
- Die Messwerte der einzelnen Temperatursensoren sind teilweise korreliert. Wird ein Einfluss als vollständig korreliert bewertet, wird für die Abschätzung des Unsicherheitsbeitrags auf die Unsicherheit der Temperaturmittelwerte die Unsicherheit der Einzelbeobachtung herangezogen. Für die Temperaturdifferenzen wird im Falle einer überwiegenden Korrelation der Einfluss auf die Unsicherheit der Differenz zu null gesetzt. Das Vorgehen entspricht der Anwendung des Fehlerfortpflanzungsgesetzes nach Gleichung (B-4) in Kapitel B.1. Dies gilt zum Beispiel für den Einfluss der Temperatur auf die Unsicherheit des Multiplexers während der Messung (nicht während der Kalibrierung), der als korreliert bewertet und für die Temperaturdifferenzen entsprechend vernachlässigt wird.
- Aufgrund der Relativkalibrierung der Sensoren $T_{KW,aus}$ auf $T_{KW,ein}$ (s. Kapitel A.2) wird – wie bereits erwähnt – der Einfluss der Absolutkalibrierung auf $u(\overline{\Delta T_{KW}})$ vernachlässigt. Die Unsicherheit der Relativkalibrierung ist in der Unsicherheitsbetrachtung von $\delta\dot{Q}_{WR,1}$ berücksichtigt.
- Es wird auf eine große Eintauchtiefe bzw. gute Dämmung der Sensorköpfe geachtet. Der Einfluss der Wärmeableitung über den Sensorkopf wird für alle Sensoren vernachlässigt.
- Alle Temperatursensoren sind in Vierleitertechnik ausgeführt. Der Einfluss der Leitungs- und Kontaktwiderstände der Klemmen wird vernachlässigt.
- Der Einfluss der Eigenerwärmung der Temperatursensoren wird aufgrund des geringen Messstroms und der Strömungskühlung der Stabsensoren vernachlässigt.

- Der Einfluss der Thermospannungen an den Anschlussstellen der Temperatursensoren wird auf Grundlage der Erfahrungen am Fraunhofer ISE vernachlässigt.
- Der Durchmesser der Stabsensoren $T_{KW, \text{ein}}$ und $T_{KW, \text{aus}}$ liegt mit 2 mm in der Größenordnung des Rohrdurchmessers von 6 mm. Die Sensoren sind an Verzweigungen der Rohrführung angebracht (s. Abbildung F-5 in Anhang F), um ein möglichst homogenes Temperaturprofil der Strömung zu erzielen. Eine mehrmalige erneute Positionierung der Sensoren zeigt keinen signifikanten Einfluss auf das Messergebnis. Der Einfluss des Temperaturprofils der Strömung wird vernachlässigt.
- Der Einfluss der ungenügenden Austemperierung des Sensors der Kühlwasseraustrittstemperatur $T_{KW, \text{aus}}$ aufgrund von Schwankungen der Wärmerohrleistung wird auf Grundlage der hohen Temperatursteigung von 0,04 °C/s in Messung 45_0A_50 abgeschätzt. Angenommen wird ein entsprechender Temperaturhub über das gesamte Auswerteintervall. Mit einer Angabe des Herstellers von einer Neunzehntelzeit von $t_{90} = 3 \text{ s}$ (Strömungsgeschwindigkeit in Größenordnung der Herstellerangabe) und der Annahme von $t_{99} = 2 \cdot t_{90}$ nach Boertz [9] in Anlehnung an eine Veröffentlichung des VDI zum dynamischen Verhalten von Berührungsthermometern [82]⁵⁸ wird die Unsicherheit in der Kühlwasseraustrittstemperatur $T_{KW, \text{aus}}$ zu $\pm 0,24 \text{ °C}$ abgeschätzt. Da das Stationaritätskriterium für die Temperatur des Kondensatorrückfühlers $K_{\text{stat}, T_{KK}}$ Stichproben mit hoher Schwankung in der Wärmerohrleistung von der Auswertung ausschließt, wird die vorgenommene Abschätzung als ausreichend konservativ angesehen. Der Einfluss der ungenügenden Austemperierung des Sensors der Kühlwassereintrittstemperatur $T_{KW, \text{ein}}$ wird aufgrund der geringen Schwankung vernachlässigt.
- Der Einfluss der ungenügenden Austemperierung der Temperatursensoren entlang der Wärmerohrachse $T_{\text{verd}, k}$ und $T_{\text{ad}, k}$ wird aufgrund der geringen Masse der Chip-Sensoren für die Sensortemperatur selbst als vernachlässigbar eingestuft. Jedoch besteht aufgrund der örtlichen Diskrepanz von Messgröße und Messstelle für die adiabaten Temperaturen $T_{\text{ad}, k}$ ein Einfluss der Kapazität von Wand, Dampf- und Flüssigkeitsphase. In Kapitel A.8 wurde die große Bandbreite möglicher Fluidverteilung bereits angesprochen. Der Aspekt der zeitlichen Variation erschwert die Betrachtung weiter. Aus diesem Grund bleibt der Einfluss zeitlicher Fluktuationen der Dampftemperatur auf die Messunsicherheit der Messgröße T_{ad} unberücksichtigt. Die Vernachlässigung ist bei auffälligen Messwerten zu prüfen.
- Da keine Informationen zu den Temperaturen zwischen den Sensorpositionen vorliegen, wird die örtliche Standardabweichung der Einzelbeobachtung $s(T_{\text{ad}, k})$ bzw. $s(T_{\text{verd}, k})$ als bester Schätzwert für die maximale Abweichung der Korrekturen vom Schätzwerts $\delta T_{\text{ad}, 1} = 0$ bzw. $\delta T_{\text{verd}, 1} = 0$ herangezogen. So wird berücksichtigt, dass die Unsicherheit der Korrektur bei homogenem Temperaturprofil geringer ist als bei lokal erhöhter Temperatur.
- Zur Berechnung der maximalen Abweichung der Korrektur $\delta T_{\text{ad}, 2}$ vom Schätzwert $\delta T_{\text{ad}, 2} = 0$ wird der in Tabelle A-6 abgeschätzte Wert von $\delta T_{\text{ad}, 2} = 0,25 \text{ °C}$ herangezogen. Da die Berechnung auf einem Wärmestrom \dot{Q}_{WR} von 500 W und einer entsprechend hohen Verlustleistung

⁵⁸ s. Bild 2 in Quelle [82]

$\delta\dot{Q}_{WR,2}$ basiert, wird die Unsicherheit der Berechnung der maximalen Abweichung vernachlässigt.

- Zur Berechnung der maximalen Abweichung der Korrektur $\delta T_{ad,3}$ vom Schätzwert $\delta T_{ad,3} = 0$ wird der größere der beiden Werte in Tabelle A-8 abgeschätzte Wert von $\delta T_{ad,3} = 0,612\text{ °C}$ herangezogen. Auch hier wird die Unsicherheit der Berechnung der maximalen Abweichung aufgrund der Annahme eines maximalen Wärmeverluststroms $\delta\dot{Q}_{WR,2}$ vernachlässigt.

C Zeitverläufe der Stufentests

C.1 Test-Thermosiphon TS30

Füllgrad 30 %, Neigungswinkel $-0,5^\circ$, Durchlauf A und B

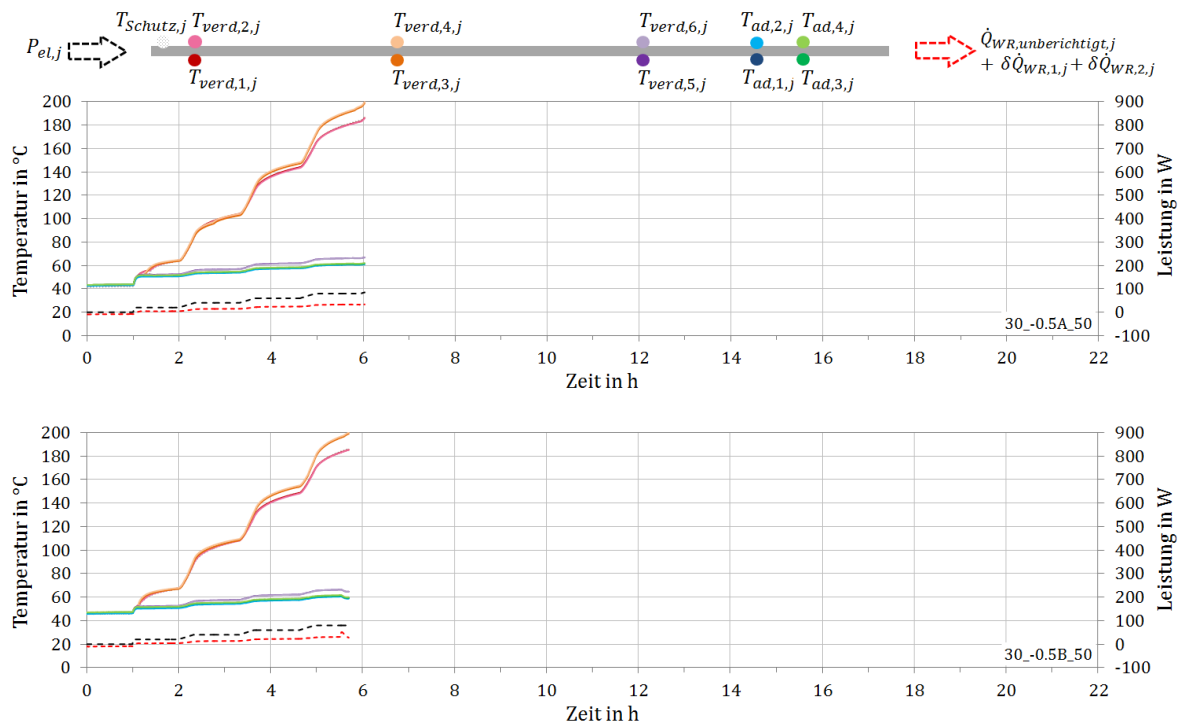


Abbildung C-1: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Durchlauf A (oben) und B (unten).

Füllgrad 30 %, Neigungswinkel 0°, Durchlauf A

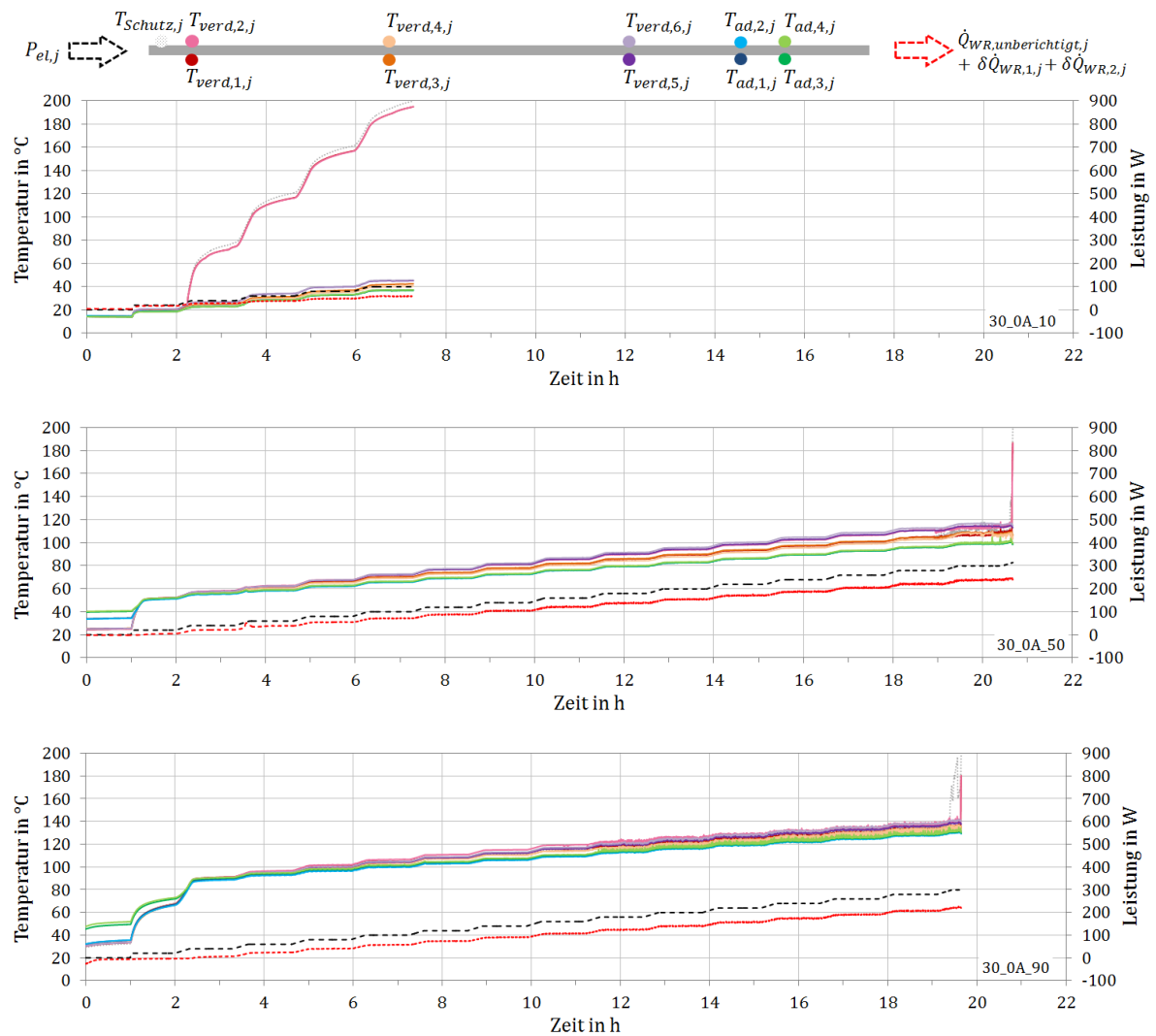


Abbildung C-2: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf A.

Füllgrad 30 %, Neigungswinkel 0°, Durchlauf B

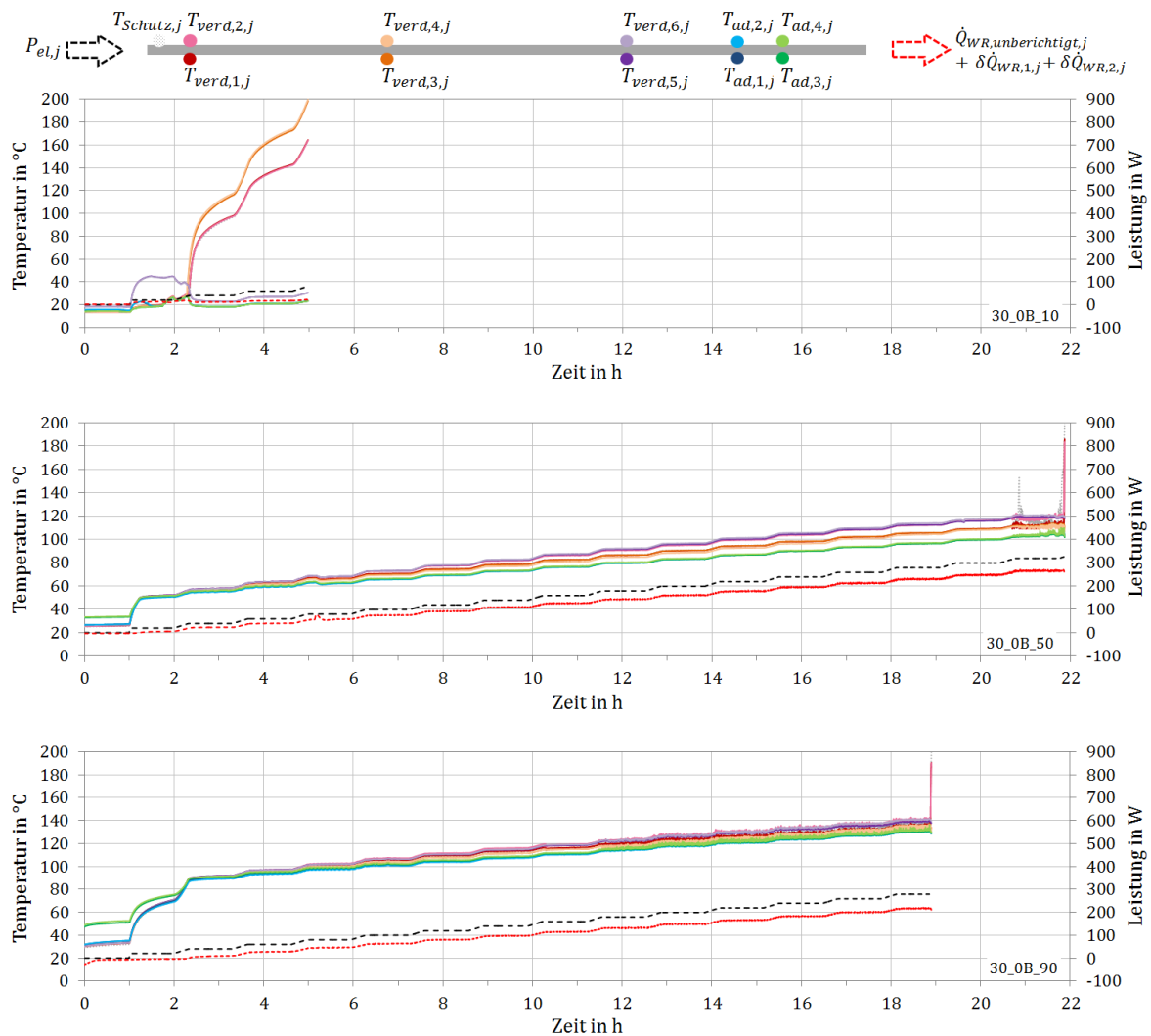


Abbildung C-3: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf B.

Füllgrad 30 %, Neigungswinkel 0°, Durchlauf B'

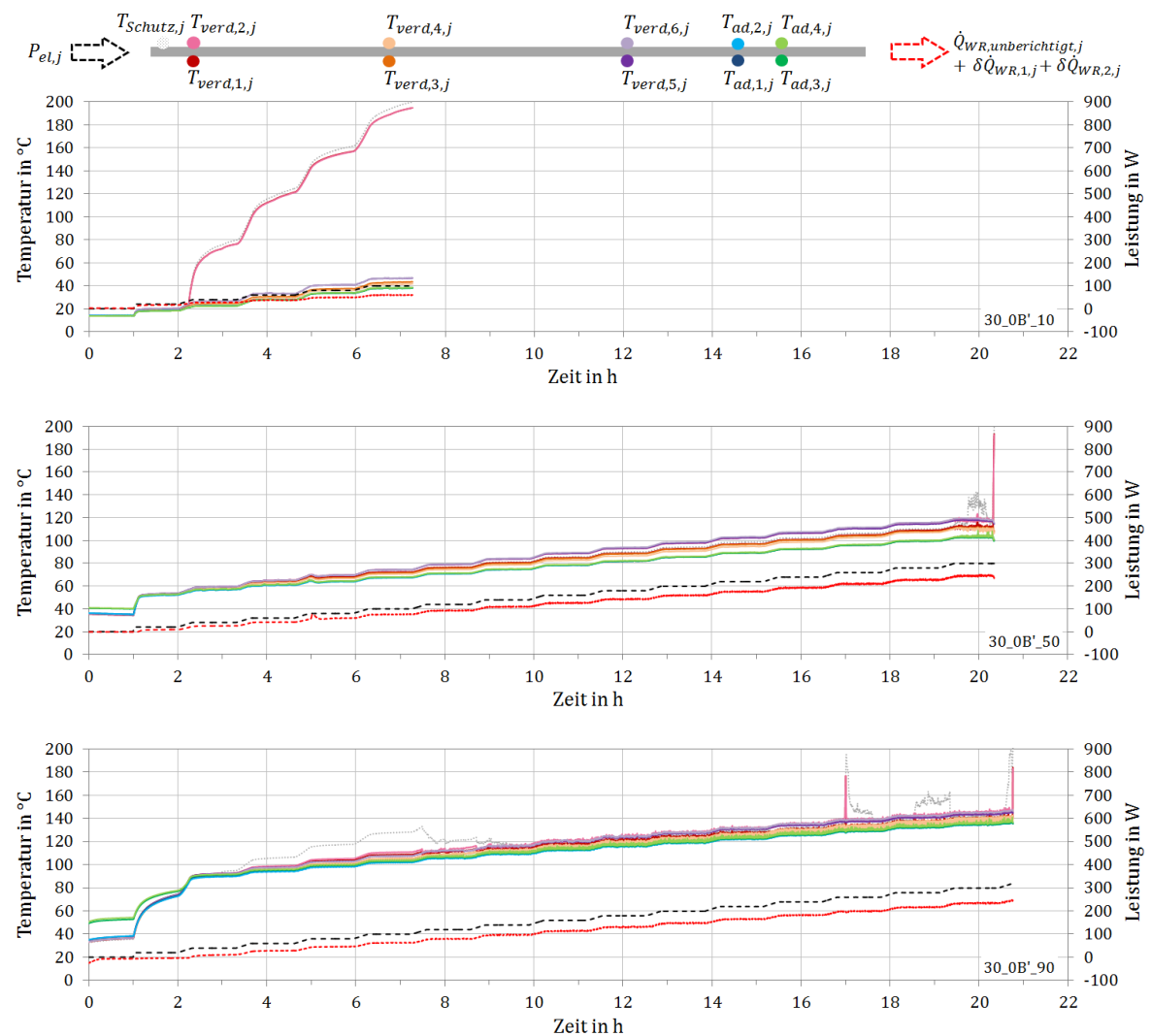


Abbildung C-4: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf B'.

Füllgrad 30 %, Neigungswinkel +0,5°, Durchlauf A

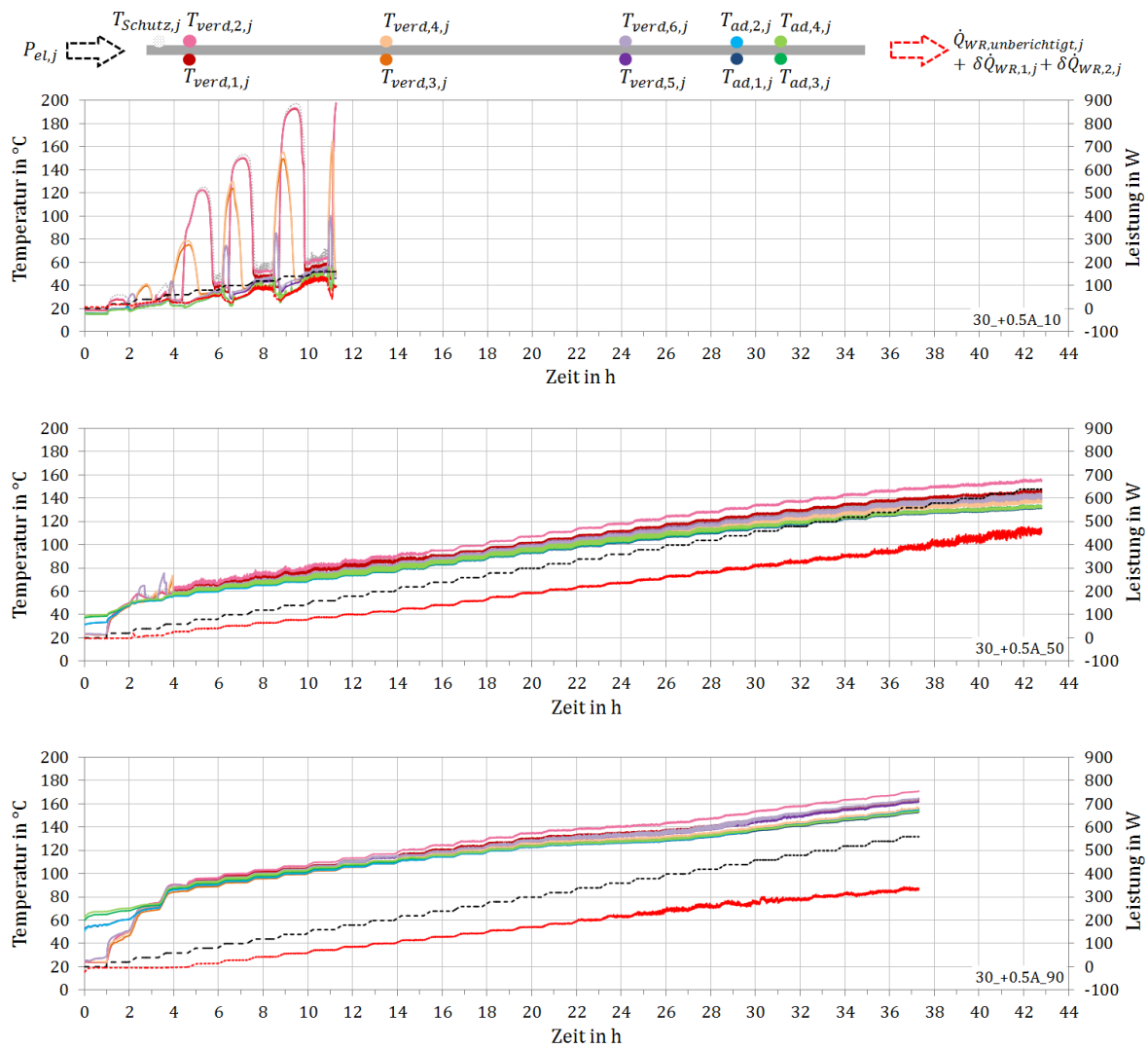


Abbildung C-5: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +0,5° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf A.

Füllgrad 30 %, Neigungswinkel +0,5°, Durchlauf B

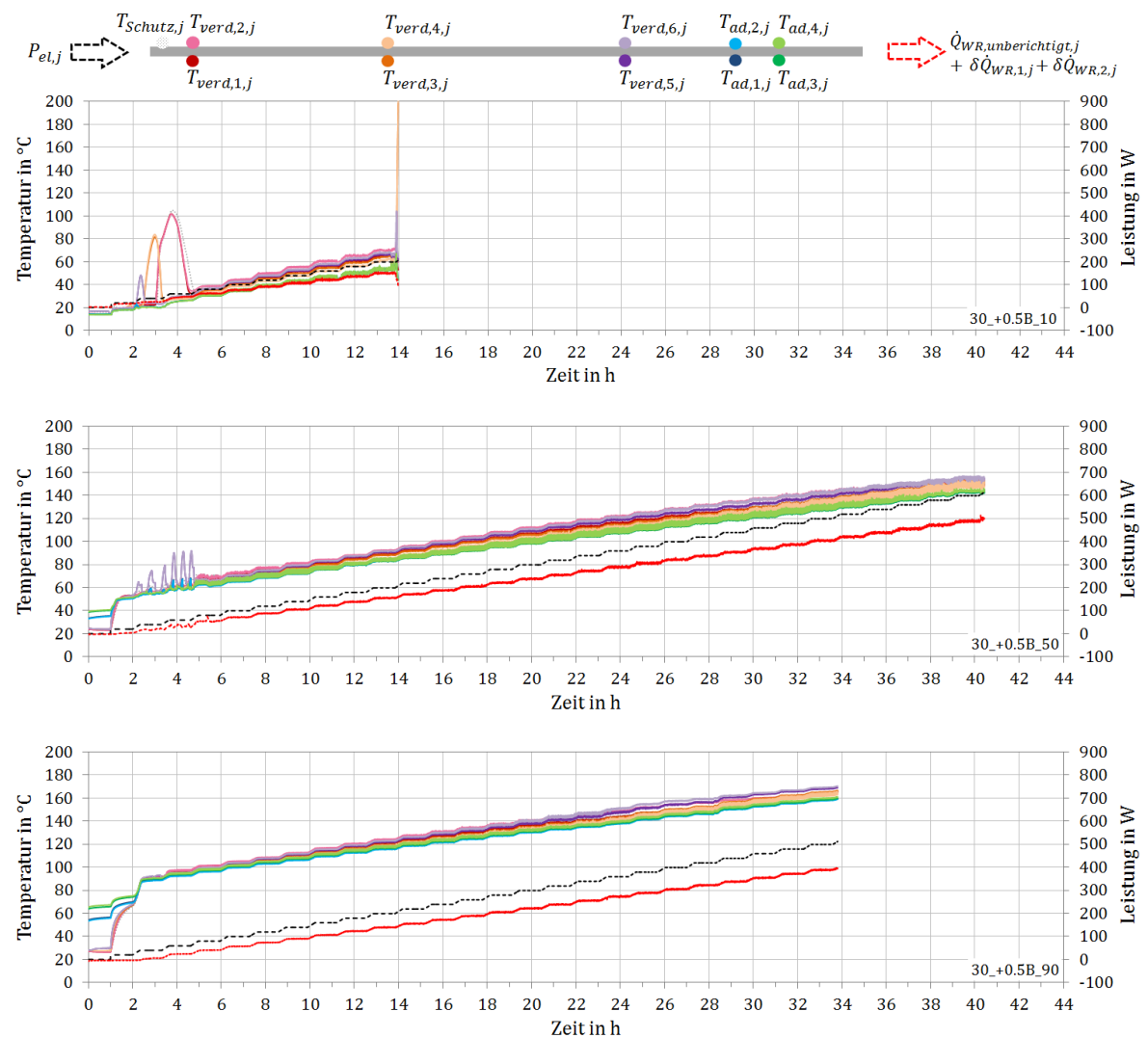


Abbildung C-6: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +0,5° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf B.

Füllgrad 30 %, Neigungswinkel +0,5°, Durchlauf B'

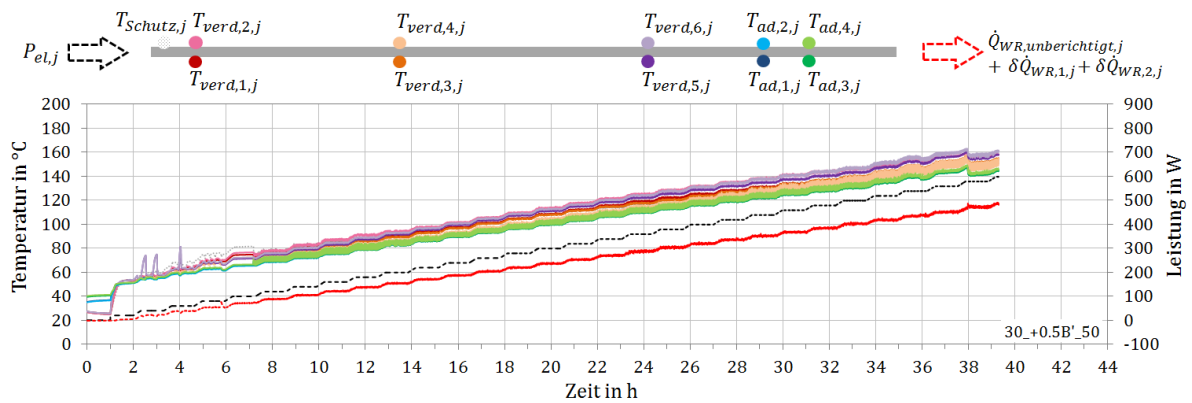


Abbildung C-7: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +0,5° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf B'.

Füllgrad 30 %, Neigungswinkel +5°, Durchlauf A

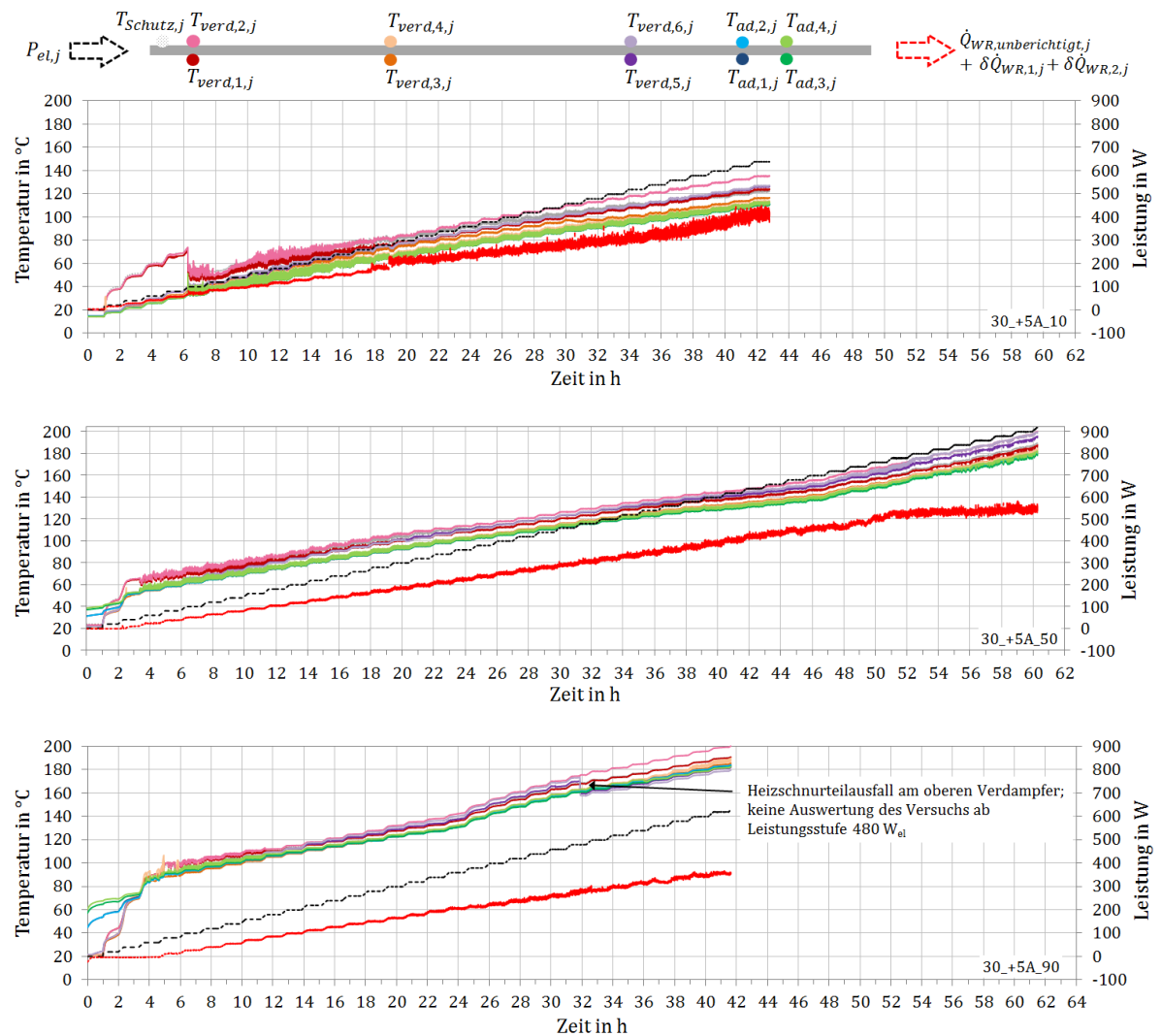


Abbildung C-8: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +5° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf A.

Füllgrad 30 %, Neigungswinkel +5°, Durchlauf B

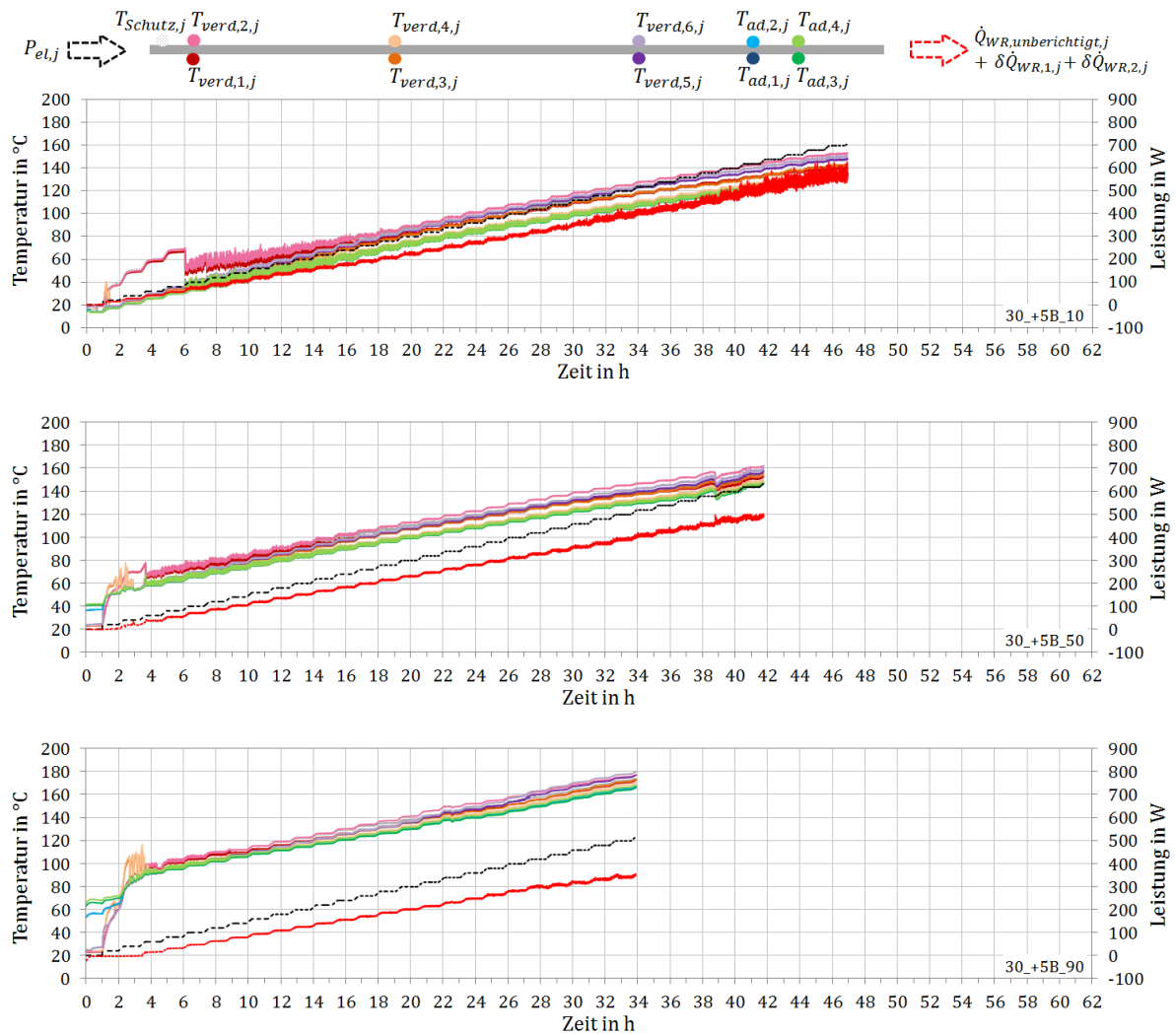


Abbildung C-9: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +5° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf B.

Füllgrad 30 %, Neigungswinkel +10°, Durchlauf A

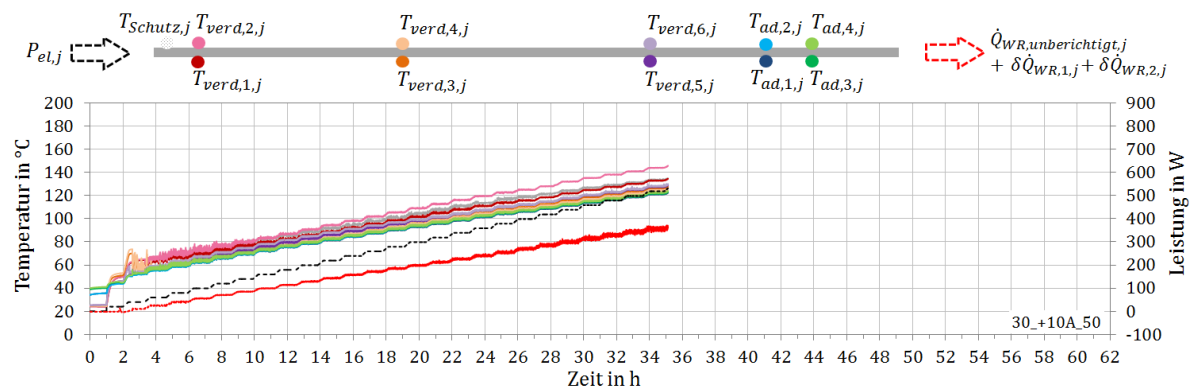


Abbildung C-10: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +10° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf A.

C.2 Test-Thermosiphon TS45

Füllgrad 45 %, Neigungswinkel $-0,5^\circ$, Durchlauf A und B

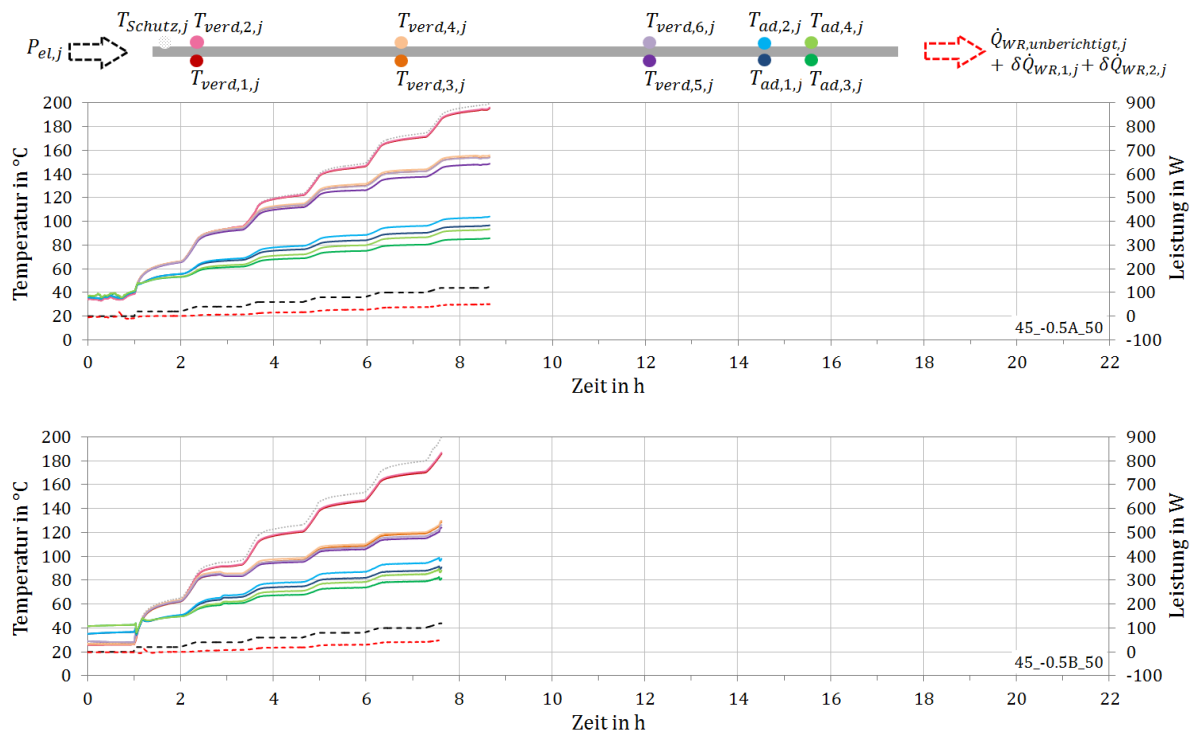


Abbildung C-11: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwasereintrittstemperatur von 50°C für Durchlauf A (oben) und B (unten).

Füllgrad 45 %, Neigungswinkel 0°, Durchlauf A

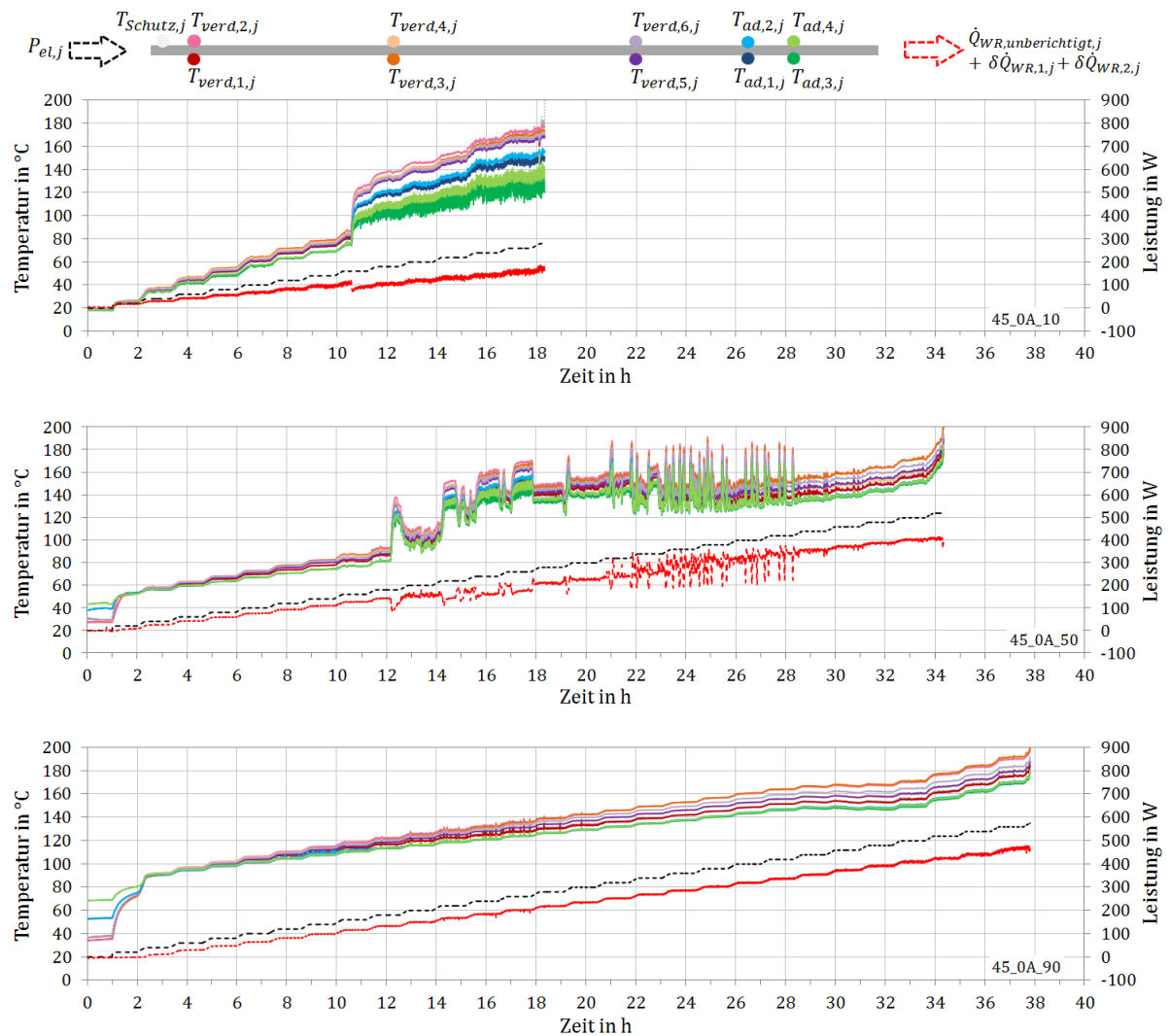


Abbildung C-12: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf A.

Füllgrad 45 %, Neigungswinkel 0°, Durchlauf B

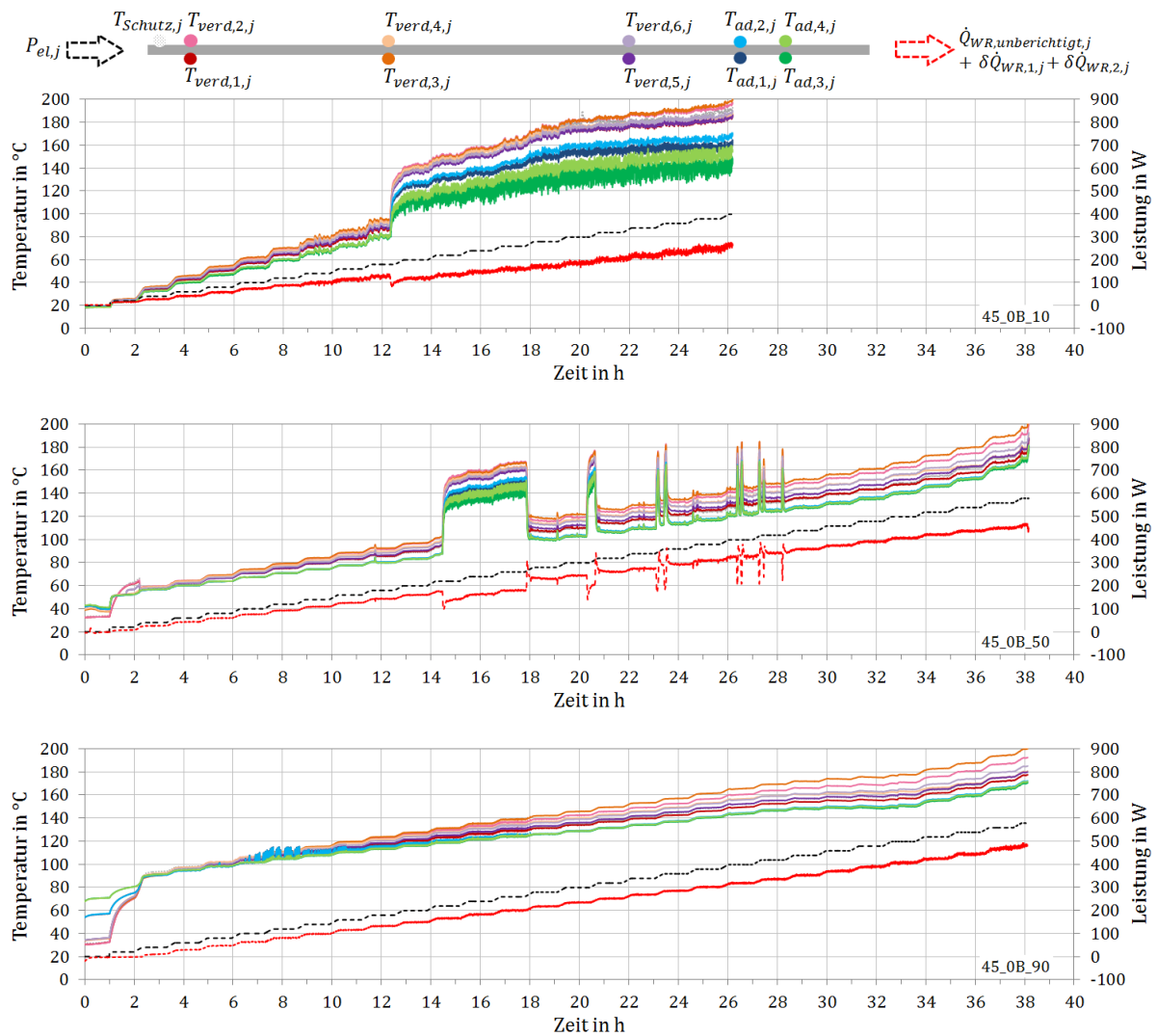


Abbildung C-13: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf B.

Füllgrad 45 %, Neigungswinkel 0°, Durchlauf C

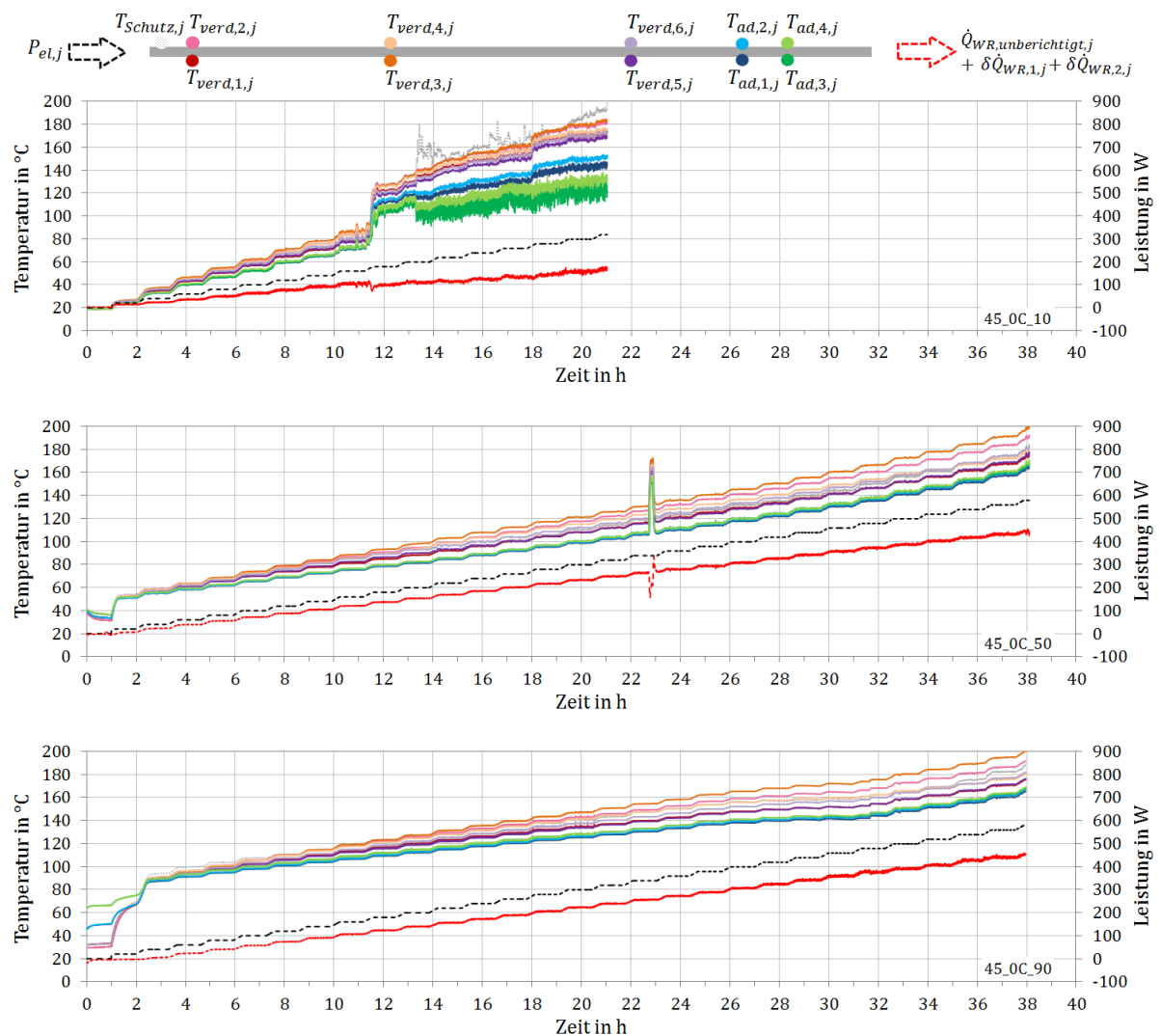


Abbildung C-14: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf C.

Füllgrad 45 %, Neigungswinkel 0°, Durchlauf C'

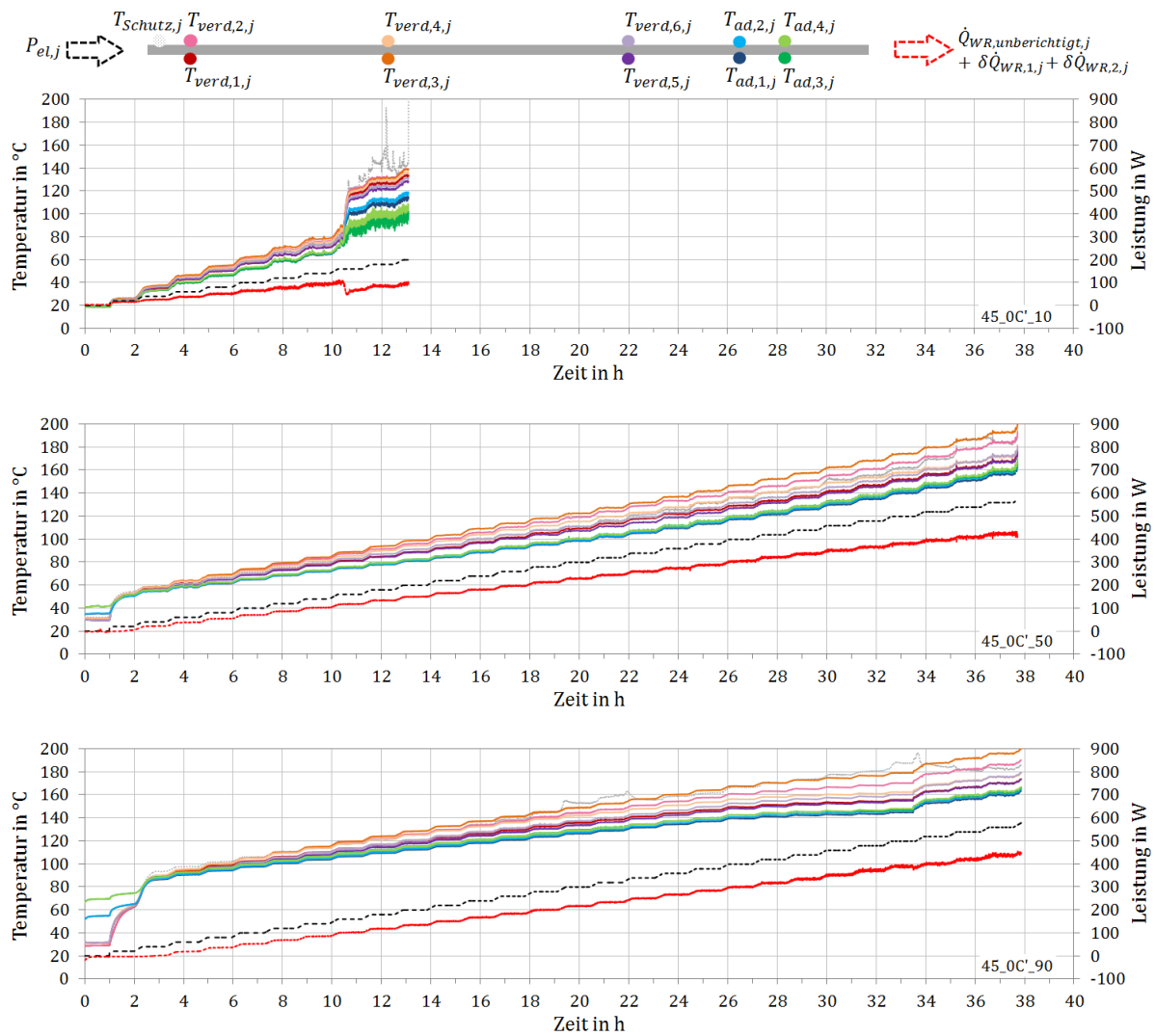


Abbildung C-15: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf C'.

Füllgrad 45 %, Neigungswinkel +0,5°, Durchlauf A

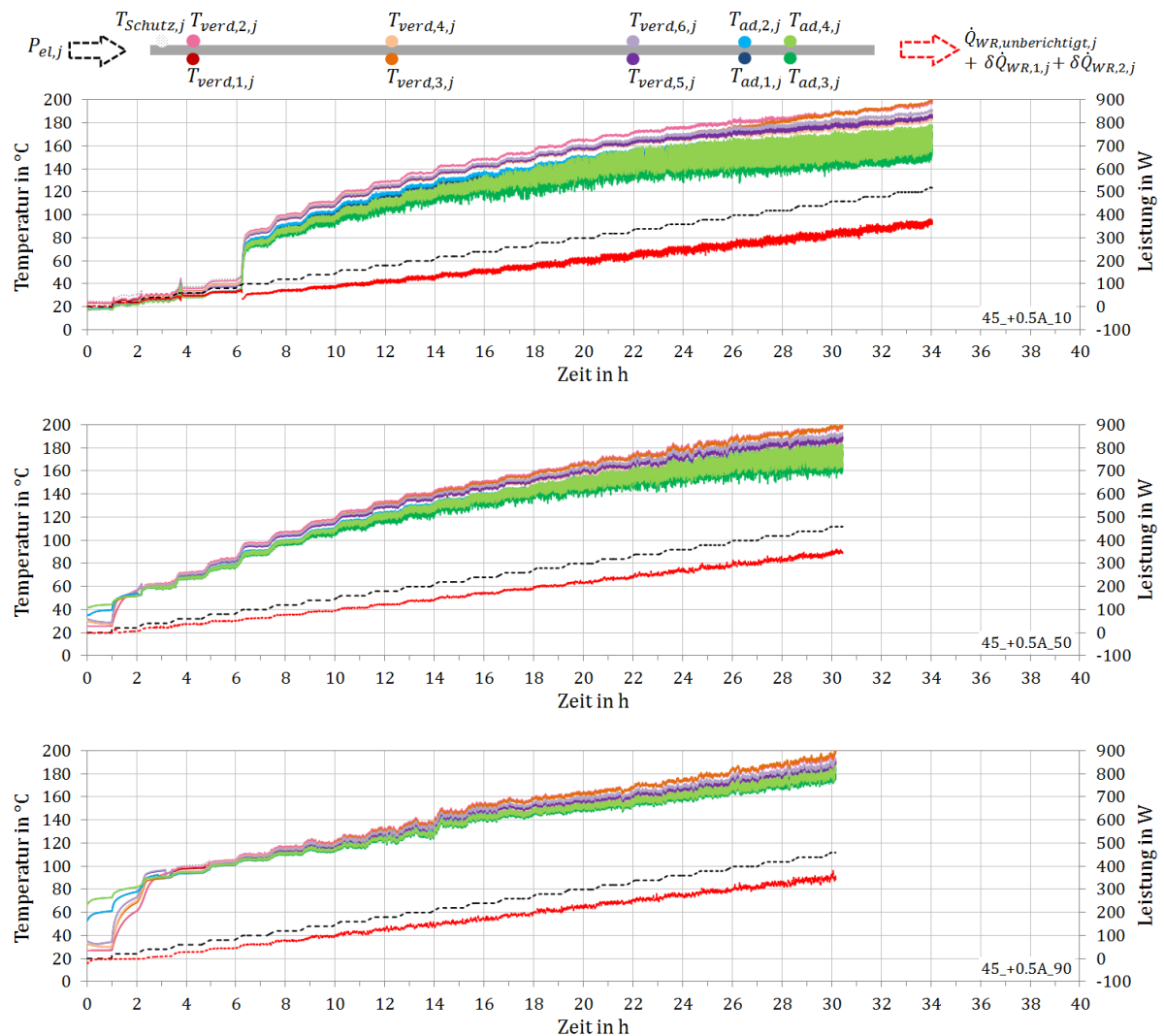


Abbildung C-16: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +0,5° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf A.

Füllgrad 45 %, Neigungswinkel +0,5°, Durchlauf B

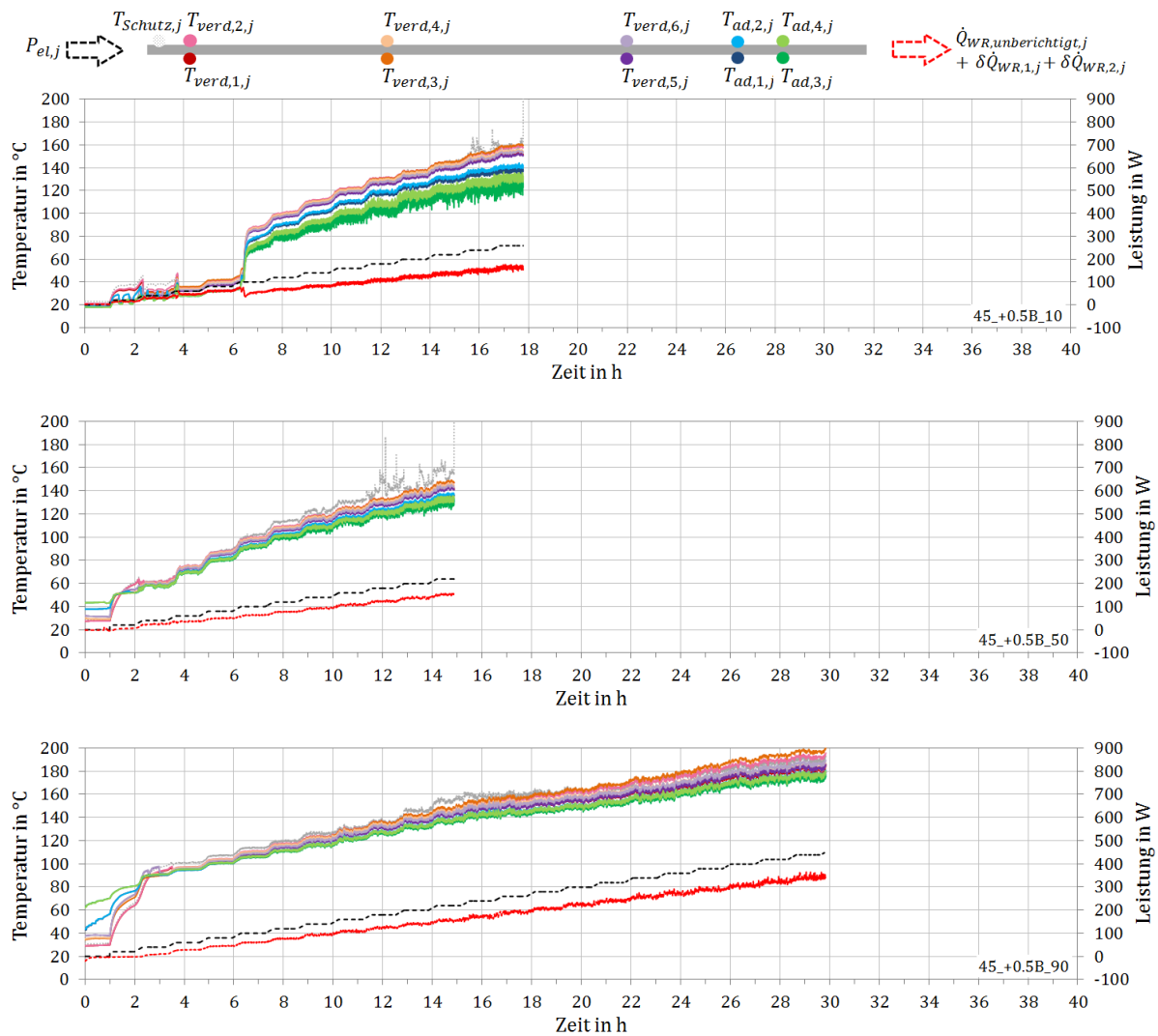


Abbildung C-17: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +0,5° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10 °C (oben), 50 °C (Mitte) und 90 °C (unten) für Durchlauf B.

Füllgrad 45 %, Neigungswinkel +5°, Durchlauf A

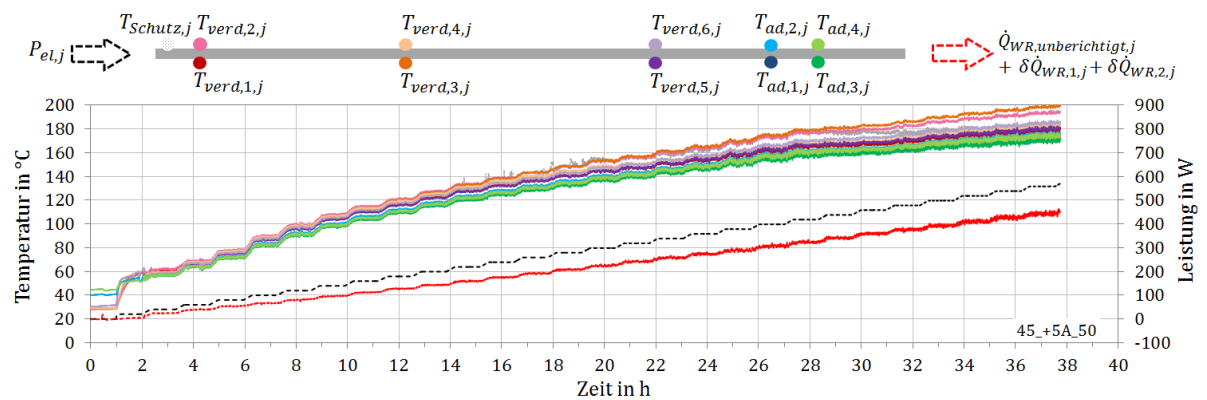


Abbildung C-18: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +5° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwasereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf A.

Füllgrad 45 %, Neigungswinkel +10°, Durchlauf A

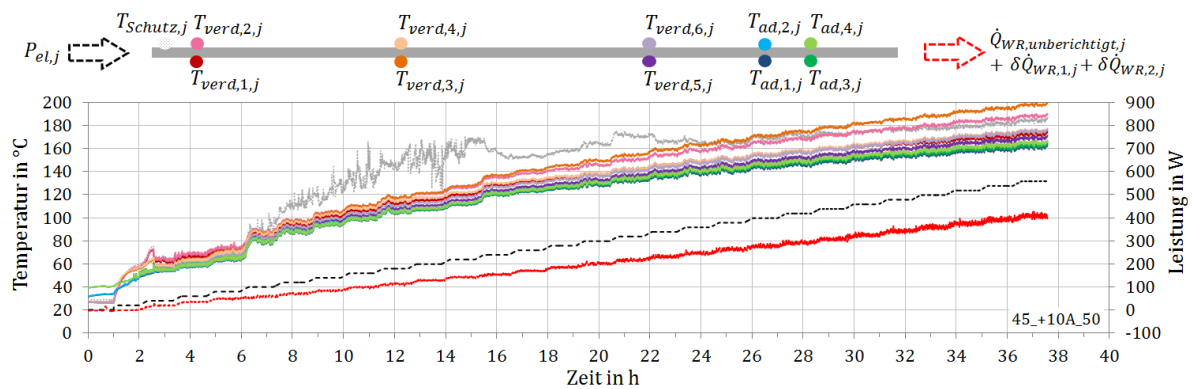


Abbildung C-19: Zeitverlauf des Stufentests bei einem Neigungswinkel von +10° für einen Füllgrad von 45 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf A.

D Zeitverläufe der Messmethodiktests

Stufentest bei Neigungswinkel 0°

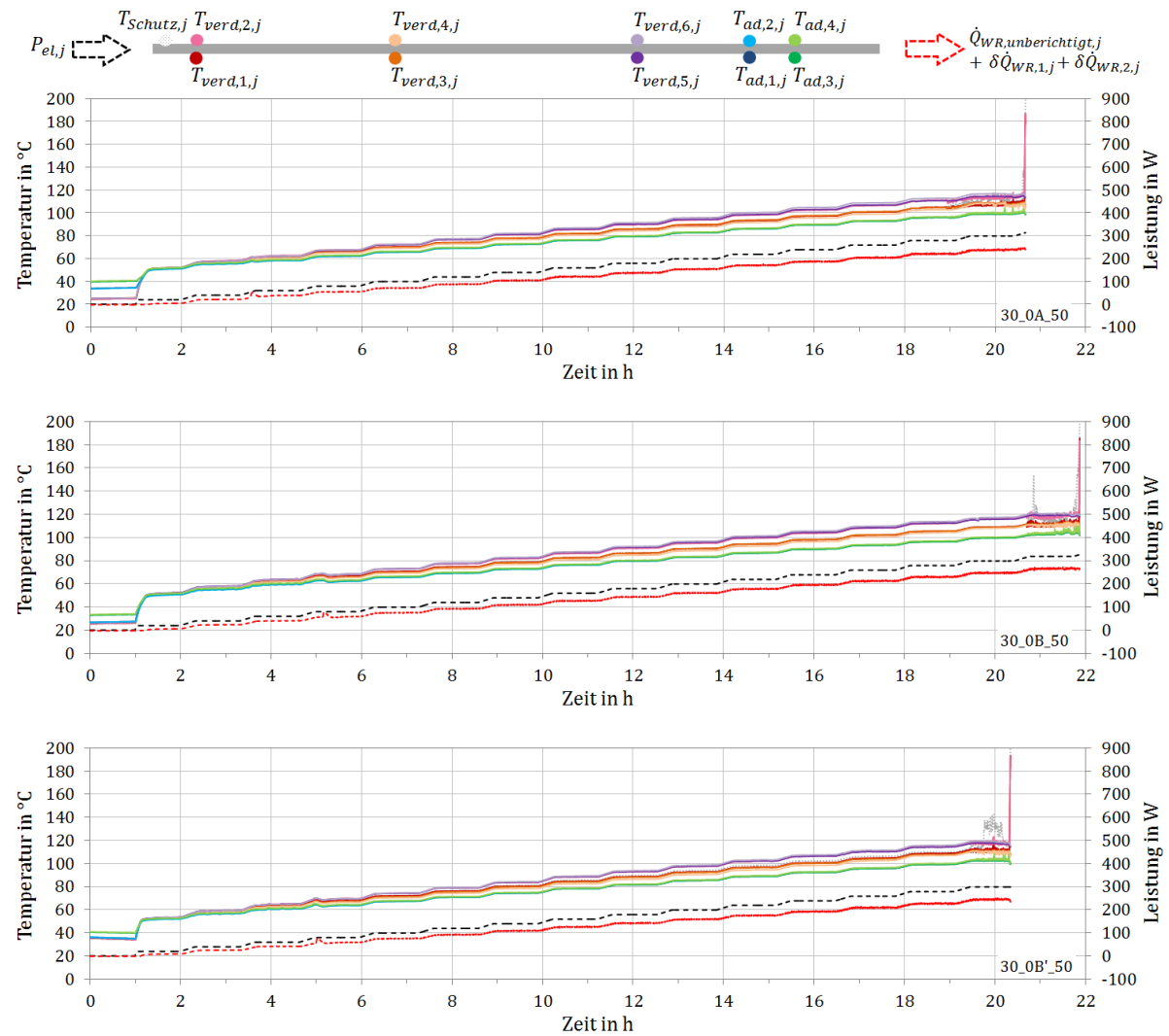


Abbildung D-1: Zeitverlauf des Leistungsgrenzttests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Durchlauf A (oben), B (Mitte) und B' (unten) bei Anwendung der Stufentestmethode.

Dynamische Testmethode bei Neigungswinkel 0°

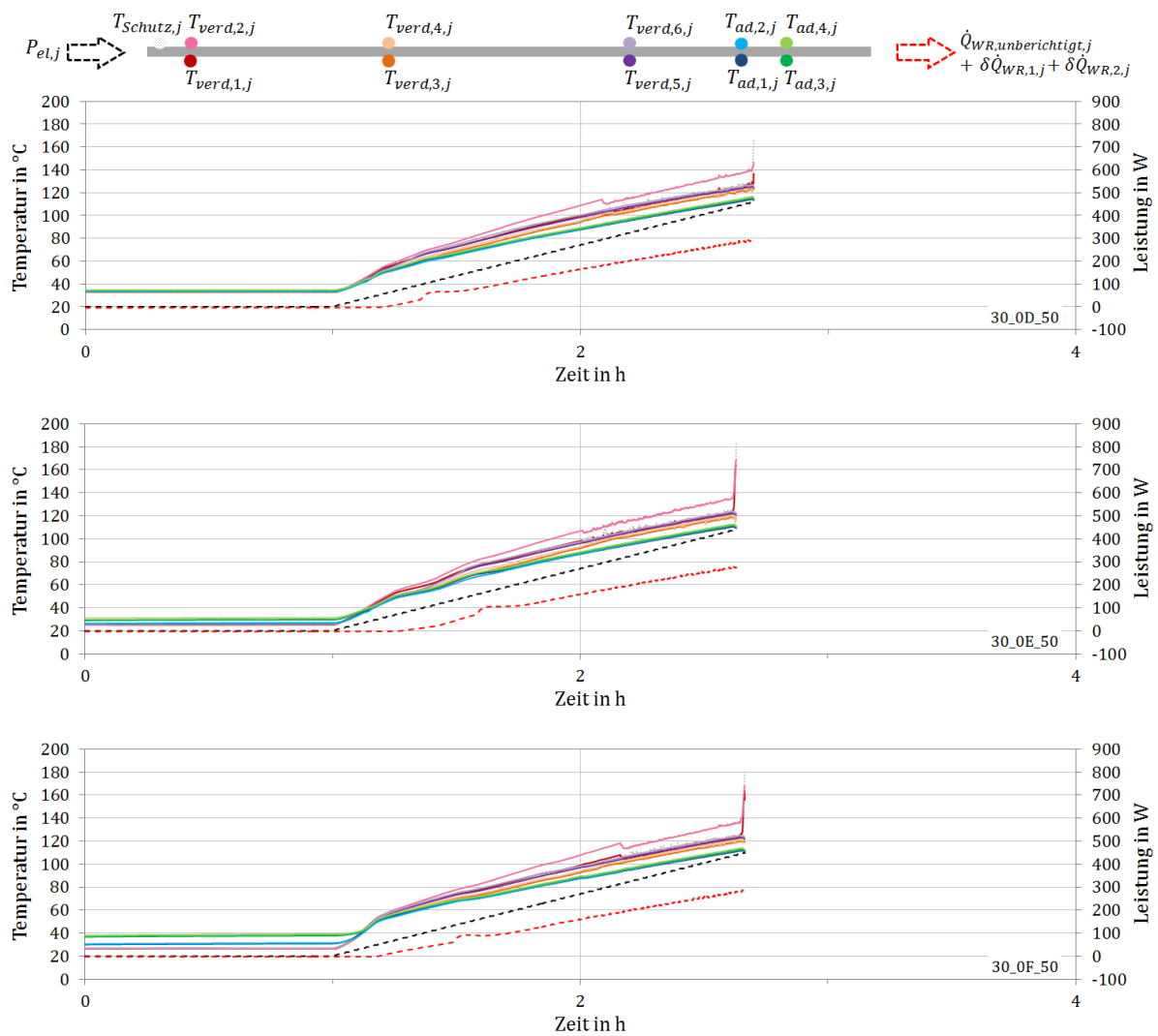


Abbildung D-2: Zeitverlauf des Leistungsgrenzttests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf D (oben), E (Mitte) und F (unten) bei Anwendung der dynamischen Testmethode.

Sequenzielle Testmethode bei Neigungswinkel 0°

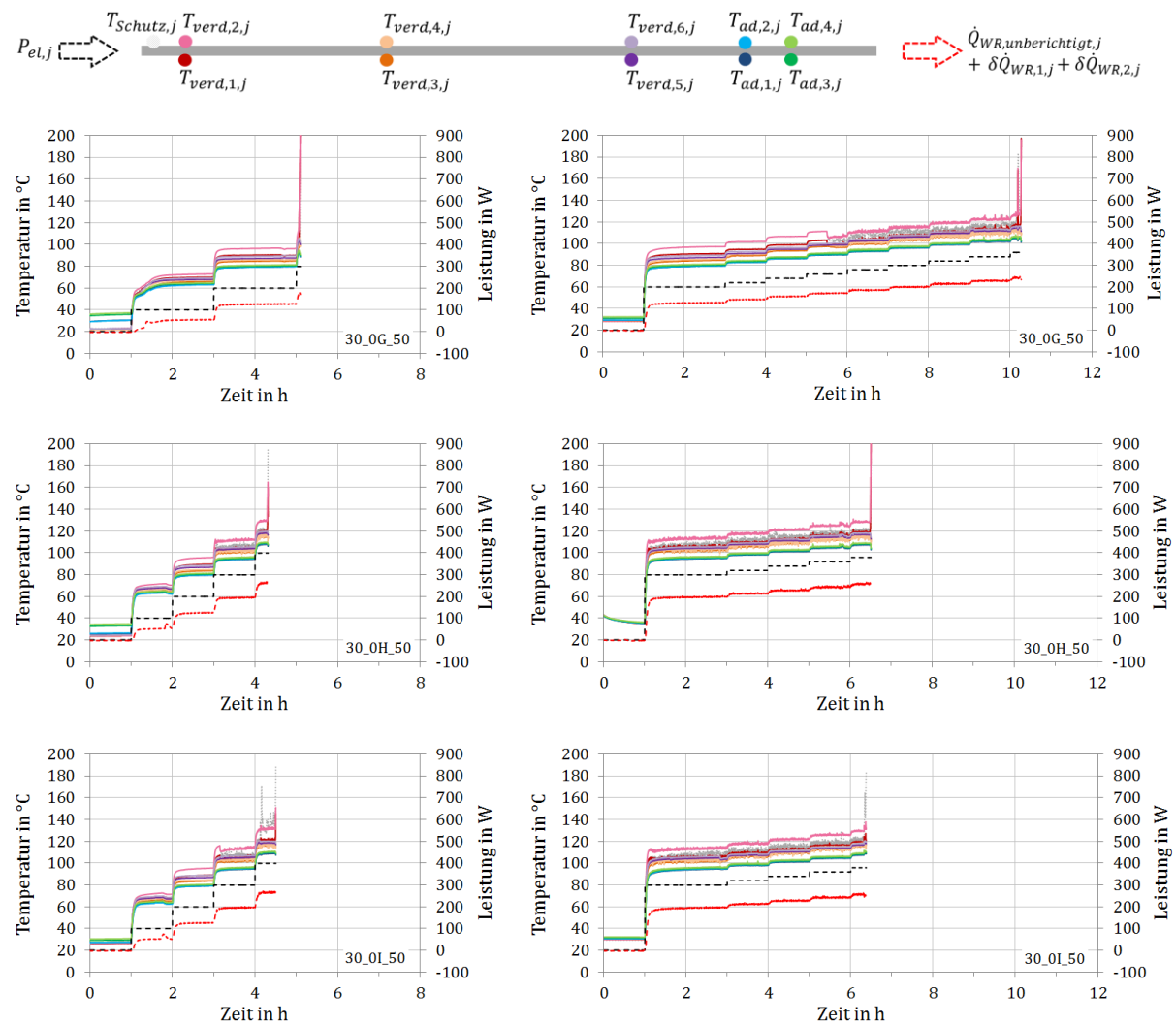


Abbildung D-3: Zeitverlauf des Leistungsgrenzttests bei einem Neigungswinkel von 0° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf G (oben), H (Mitte) und I (unten) bei Anwendung der sequenziellen Testmethode.

Stufentest bei Neigungswinkel $+0,5^\circ$

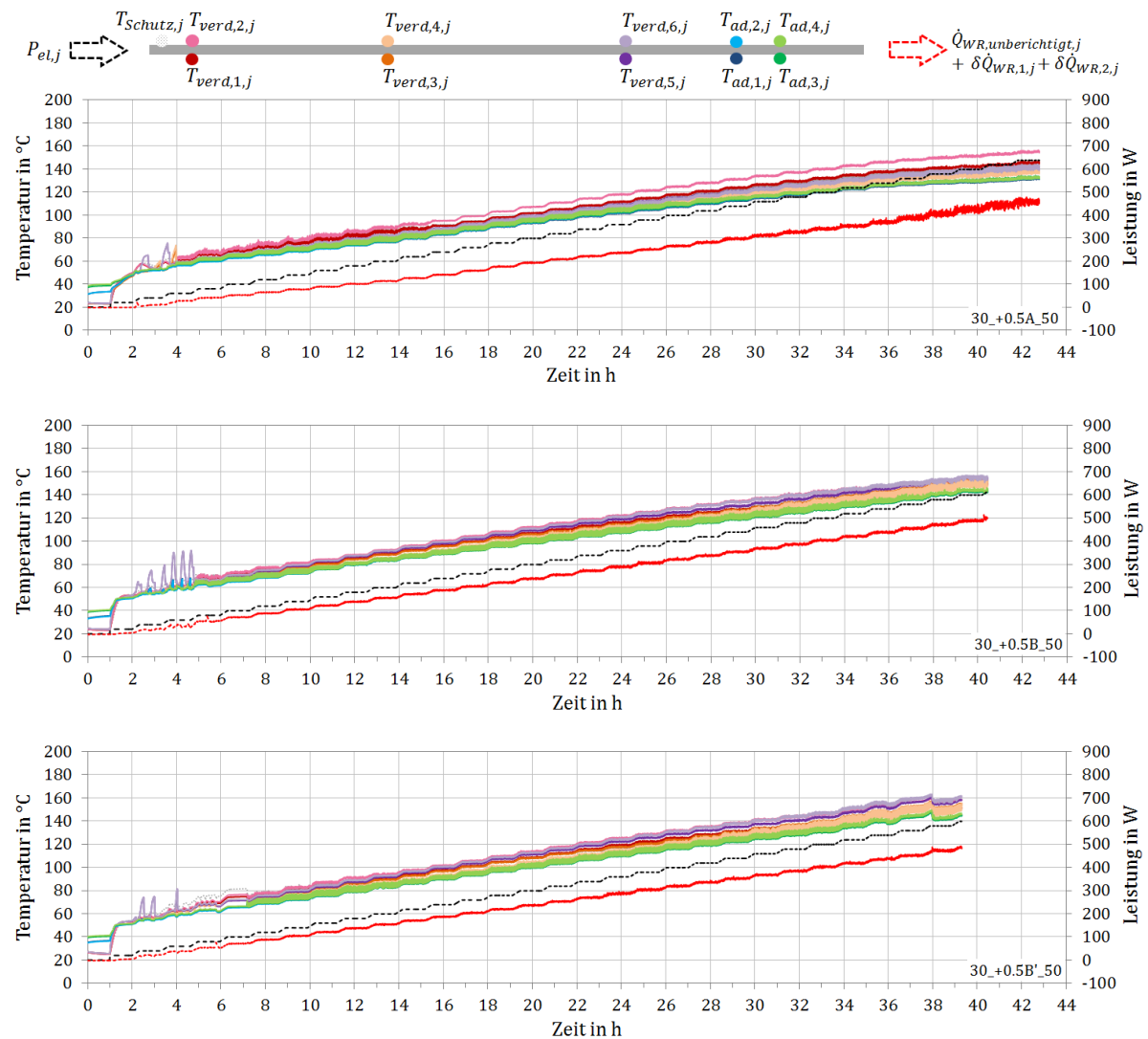


Abbildung D-4: Zeitverlauf des Leistungsgrenzttests bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50°C für Durchlauf A (oben), B (Mitte) und B' (unten) bei Anwendung der Stufentestmethode.

Dynamische Testmethode bei Neigungswinkel +0,5°

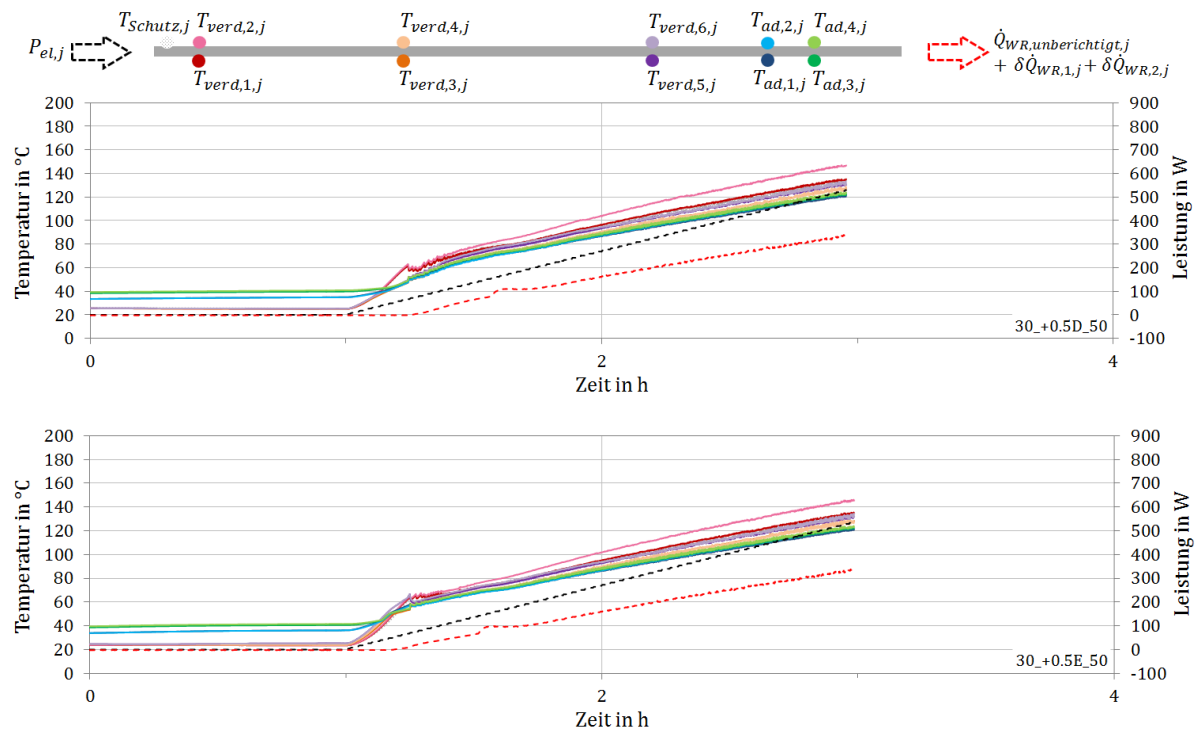


Abbildung D-5: Zeitverlauf des Leistungsgrenzttests bei einem Neigungswinkel von +0,5° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf D (oben) und E (unten) bei Anwendung der dynamischen Testmethode.

Sequenzielle Testmethode bei Neigungswinkel +0,5°

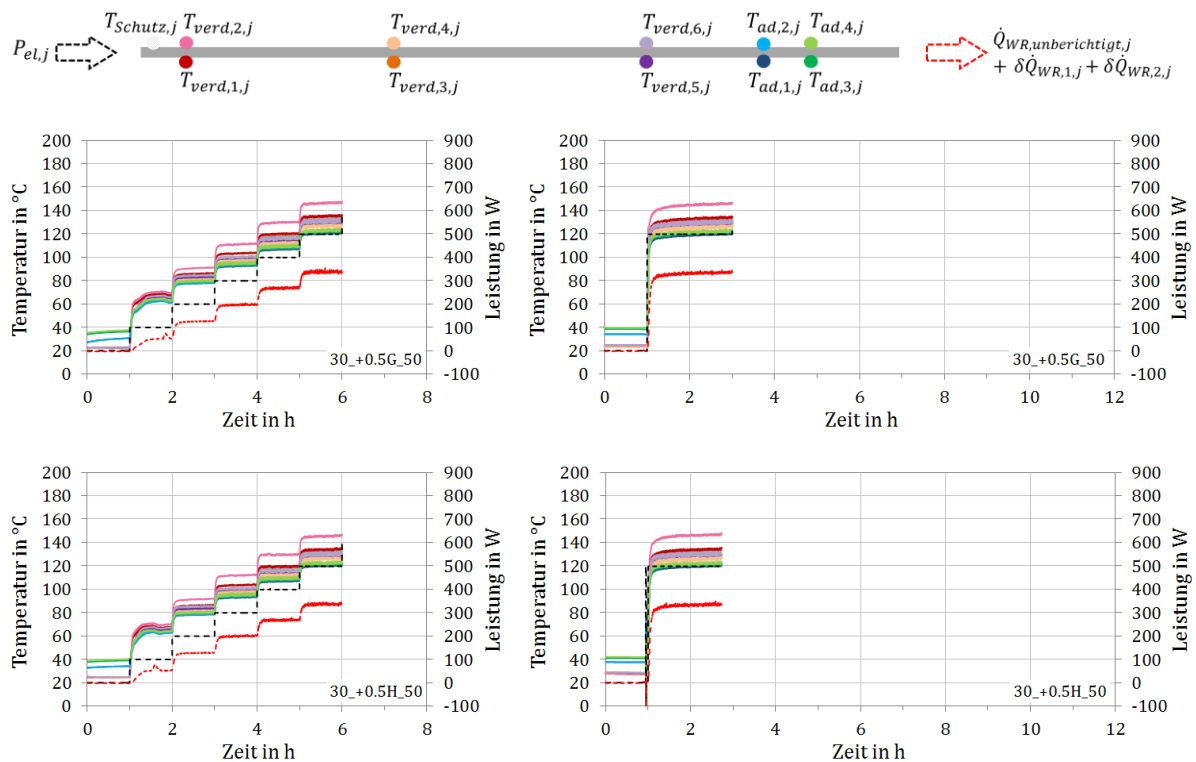


Abbildung D-6: Zeitverlauf des Leistungsgrenzttests bei einem Neigungswinkel von +0,5° für einen Füllgrad von 30 % und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für Durchlauf G (oben) und H (unten) bei Anwendung der sequenziellen Testmethode.

E Phänomenkarten

Beispiele der Zuordnung der Phänomene

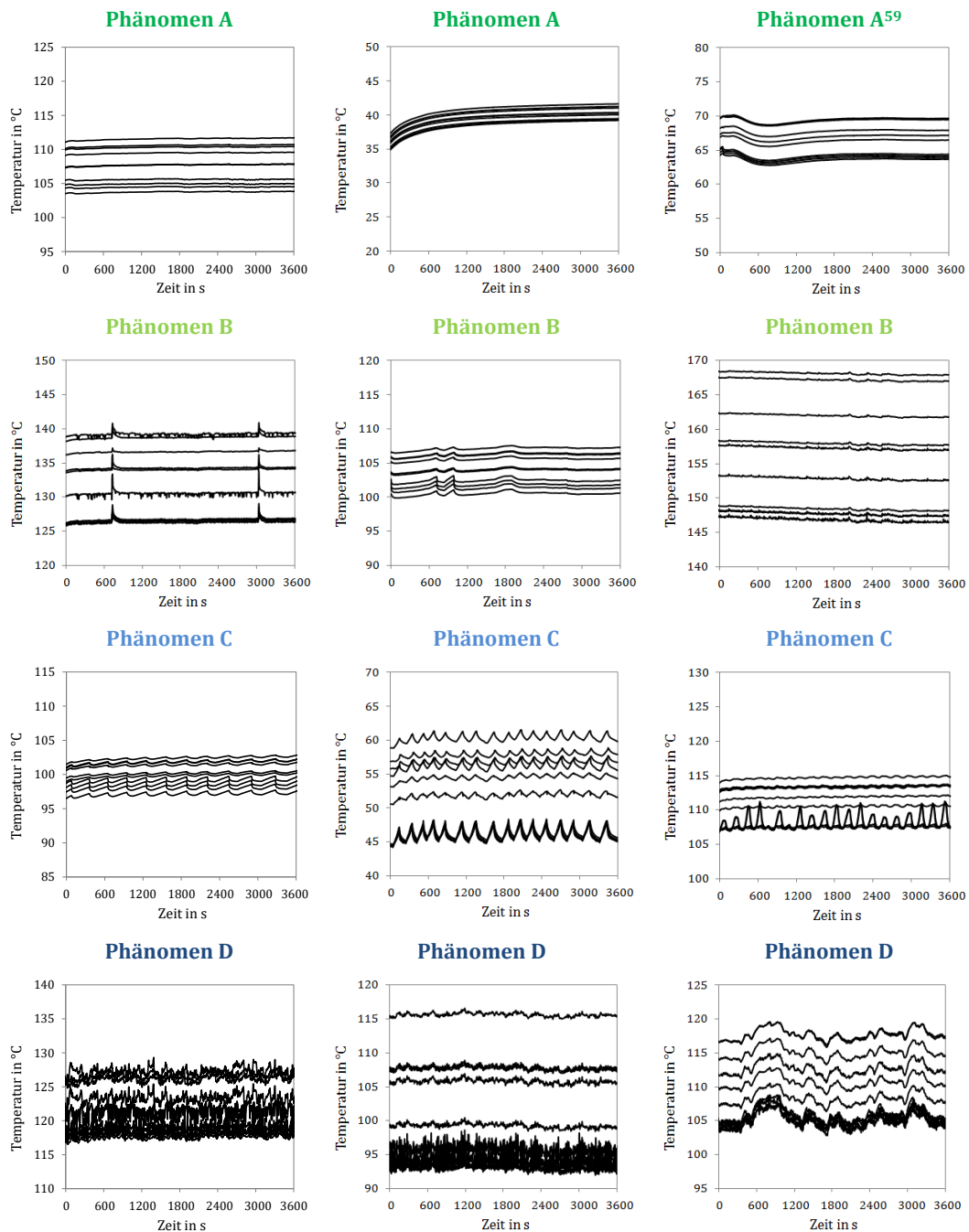


Abbildung E-1: Beispiele für die Einteilung der Temperaturphänomene in Kategorien A bis I; Fortsetzung s. nächste Seite.

⁵⁹ Temperaturänderung am Anfang des Zeitintervalls durch Schwankung von $T_{KW, ein}$ bedingt.

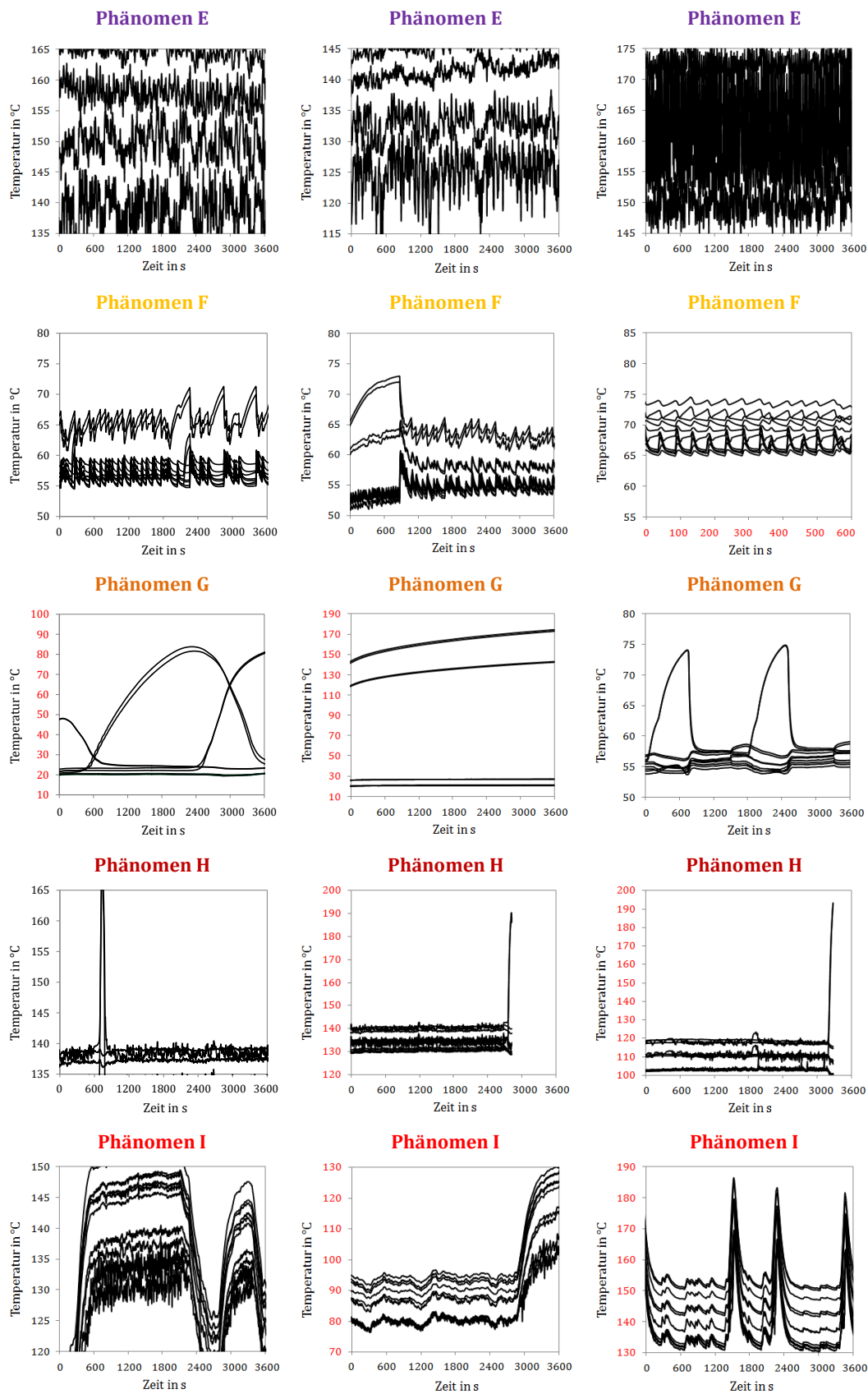
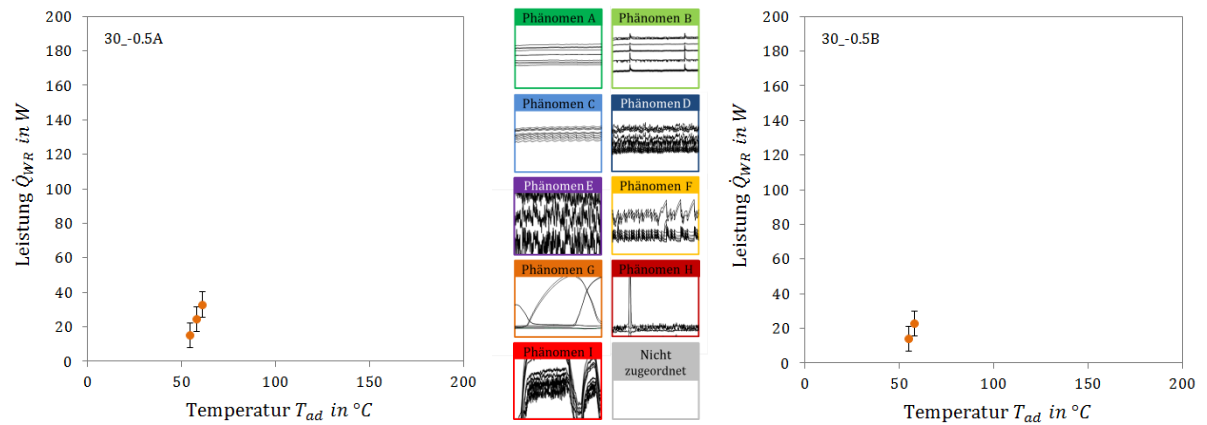
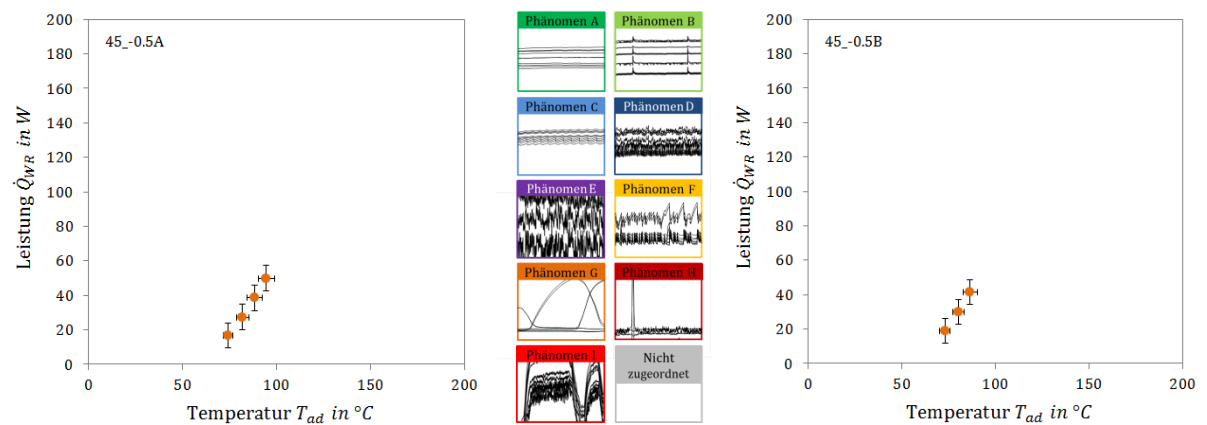


Abbildung E-2: Beispiele für die Einteilung der Temperaturphänomene in Kategorien A bis I (Fortsetzung); von Standard (30 K/ 3600 s) abweichende Achsenskalierungen sind rot gekennzeichnet.

Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ Abbildung E-3: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS30 für Durchlauf A (links) und B (rechts).Abbildung E-4: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $-0,5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS45 für Durchlauf A (links) und B (rechts).

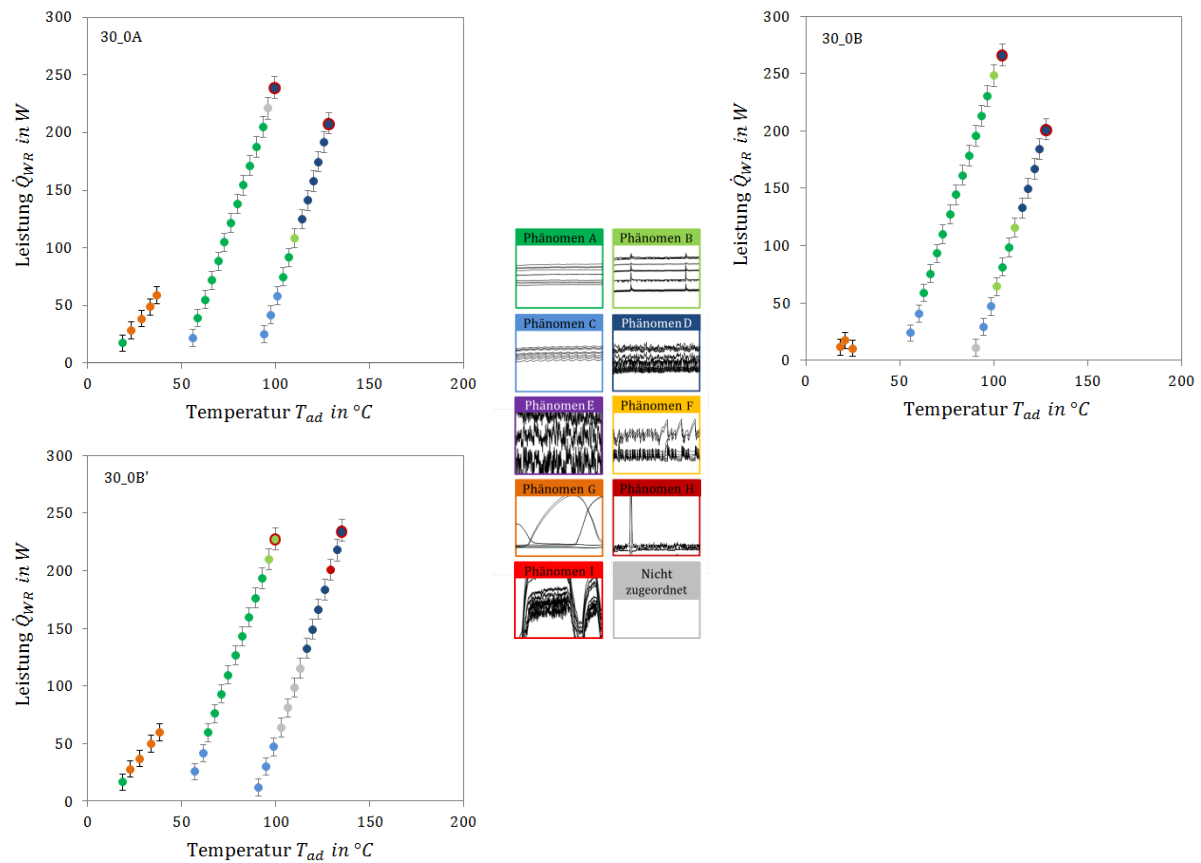
Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von 0° 

Abbildung E-5: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von 0° des Test-Thermosiphons TS30 für Durchlauf A (links oben), B (rechts oben) und B' (links unten).

Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von 0° (Fortsetzung)

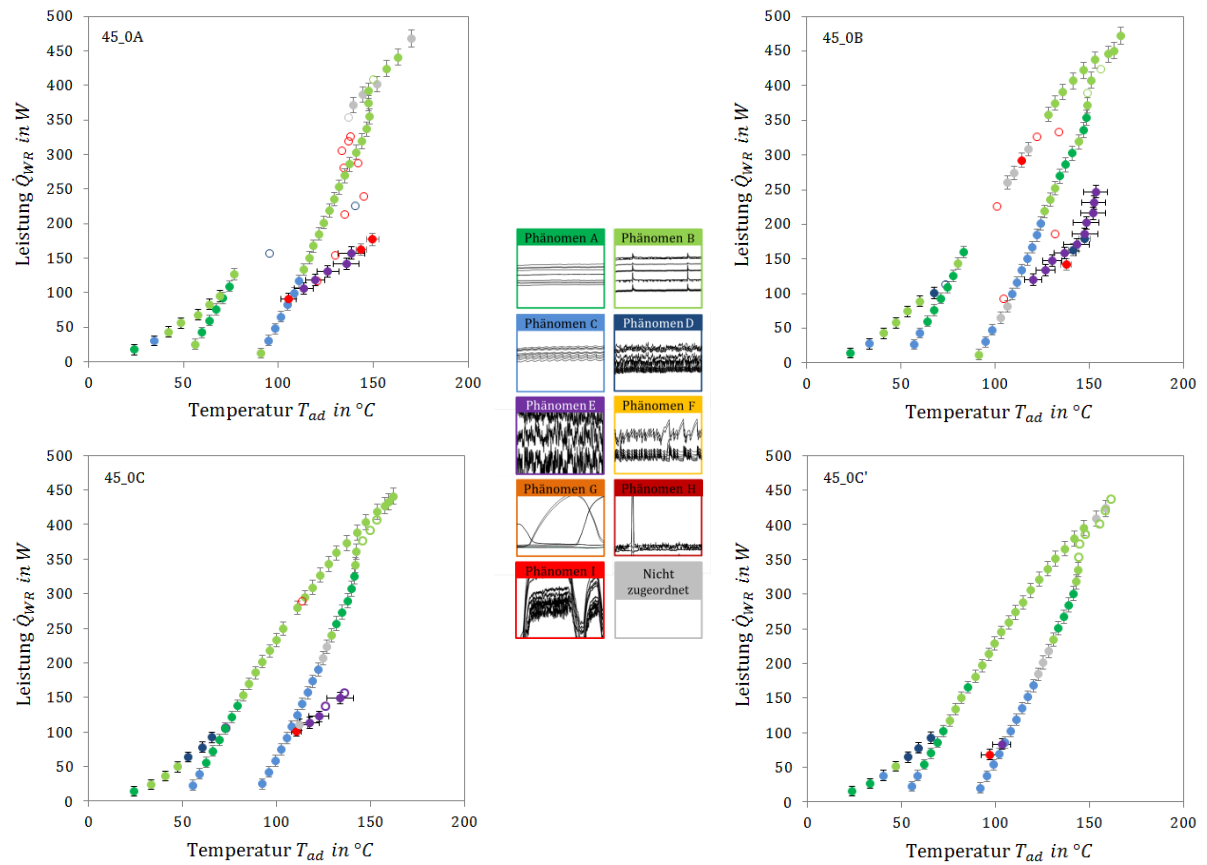


Abbildung E-6: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von 0° des Test-Thermosiphons TS45 für Durchlauf A (links oben), B (rechts oben), C (links unten) und C' (rechts unten).

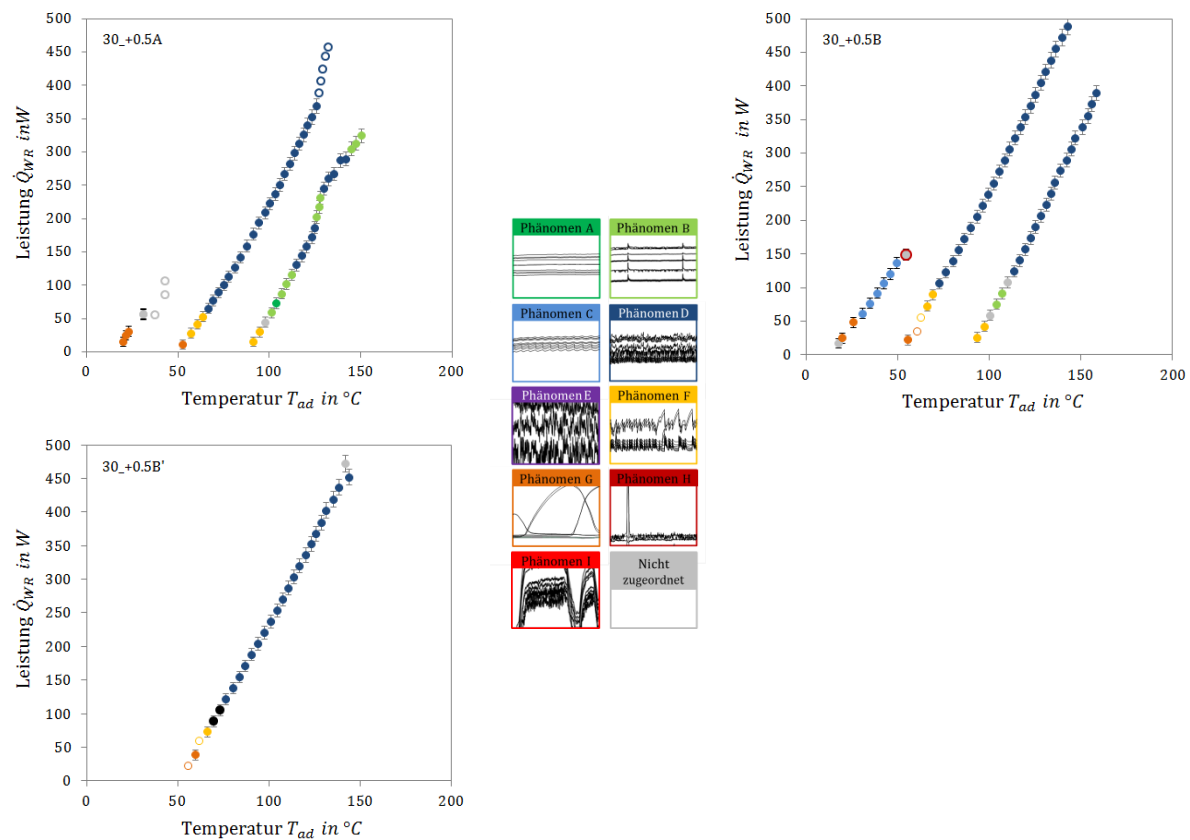
Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ 

Abbildung E-7: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS30 für Durchlauf A (links oben), B (rechts oben) und B' (links unten).

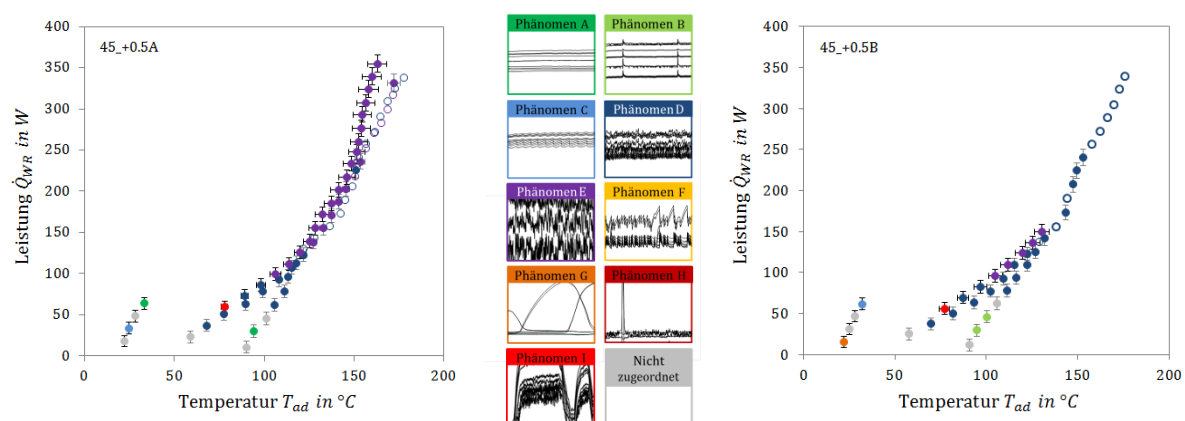


Abbildung E-8: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+0,5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS45 für Durchlauf A (links) und B (rechts).

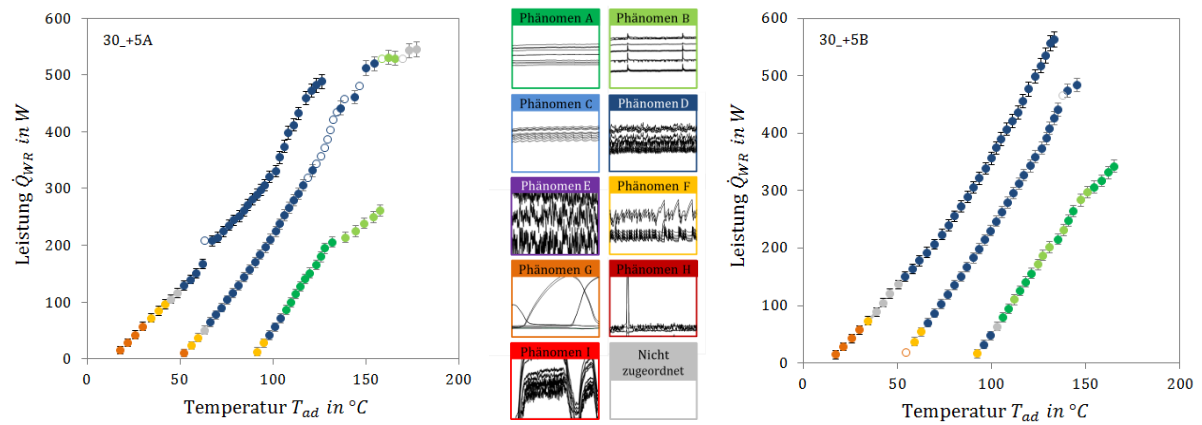
Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ 

Abbildung E-9: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS30 für Durchlauf A (links) und B (rechts).

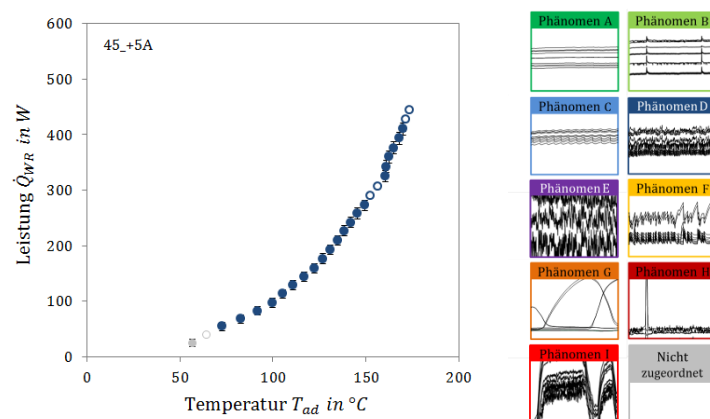


Abbildung E-10: Phänomenkarte bei einem Neigungswinkel von $+5^\circ$ des Test-Thermosiphons TS45 für Durchlauf A.

Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+10^\circ$

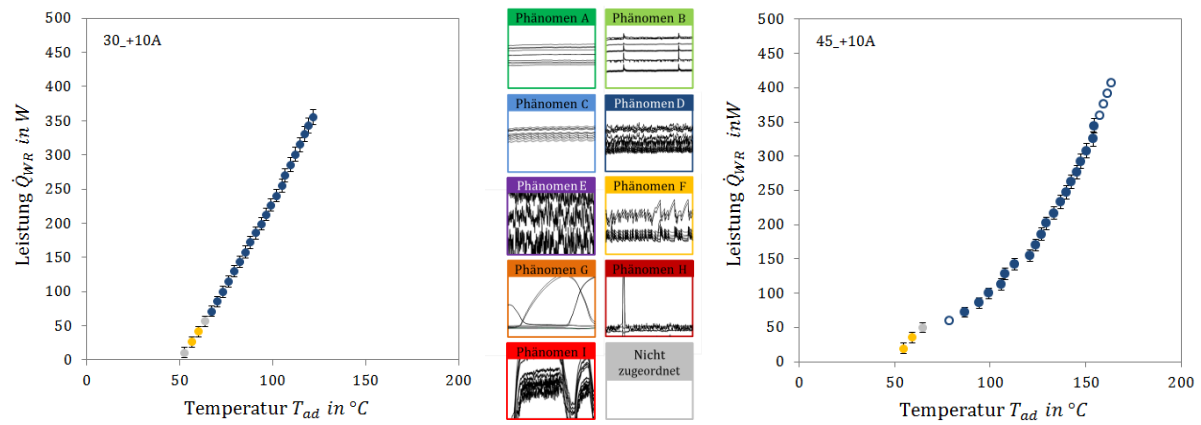


Abbildung E-11: Phänomenkarten bei einem Neigungswinkel von $+10^\circ$ der Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) für Durchlauf A.

F Ergänzungen zu experimentellem Aufbau und Testkörpern

F.1 Ergänzende Abbildungen

Die Abbildungen ergänzen die in Kapitel 4.4.2 dargelegten Skizzen des experimentellen Aufbaus.



Abbildung F-1: Wellenhalter für die Halterung des Wärmerohrs; © Fraunhofer ISE.

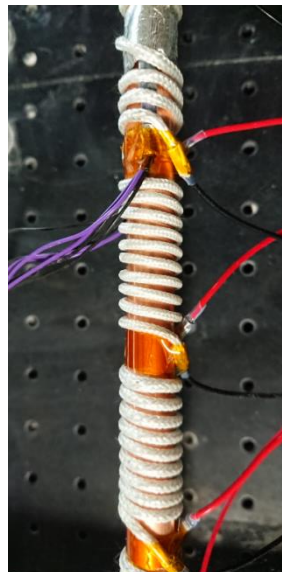


Abbildung F-2: Heizschnurwicklung und Temperatursensoranbringung am Verdampfer; © Fraunhofer ISE.



Abbildung F-3: Kondensator des Test-Thermosiphons TS45 mit nach der Messreihe leicht aufgeweiteter Kondensatorspitze; © Fraunhofer ISE.

Metallgewebeband

Silikondämmung

Kaptonband

Chipsensor

Wärmeleitpaste

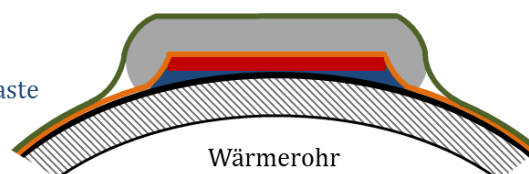


Abbildung F-4: Skizze der Anbringung der Chip-Temperatursensoren am Wärmerohr.

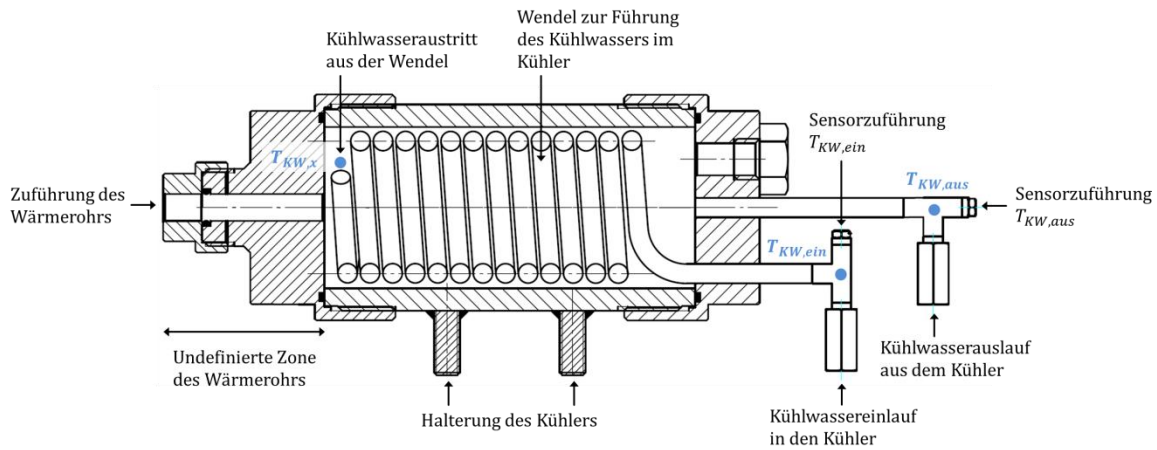


Abbildung F-5: Skizze des Aufbaus des Kondensatorkühlers in Anlehnung an [39] mit Visualisierung der Messgrößen $T_{KW,ein}$ und $T_{KW,aus}$ sowie der unbekannten Temperatur $T_{KW,x}$ am Kühlwasseraustritt aus der Wendel bzw. Eintritt in den Ringspalt des Kondensatorkühlers.

F.2 Abschätzung des Wärmeübergangs an das Kühlwasser

Der in Abbildung F-5 gezeigte Kondensatorkühler besteht aus einer Wendel, die das Kühlwasser innerhalb des Kühlers zum Kondensatoranfang führt. Dort tritt das vorgewärmte Kühlwasser aus der Wendel aus und strömt in entgegengesetzter Richtung zurück, am Kondensator entlang und dem Kühlwasseraustritt entgegen. Damit kann der Kühler vereinfachend als eine Kombination zweier Wärmeübertrager – einem Schlangenrohrwärmeübertrager und einem Ringspaltwärmeübertrager – gesehen werden. Abbildung F-6 veranschaulicht den in der Arbeit als Messgröße herangezogenen Wärmewiderstand zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem Kühlwasser $R_{ad,KW}$ mit dem unbekannten Teilwiderstand des Wärmeübergangs ins Kühlwasser R_{KW} im Ersatzschaltbild.

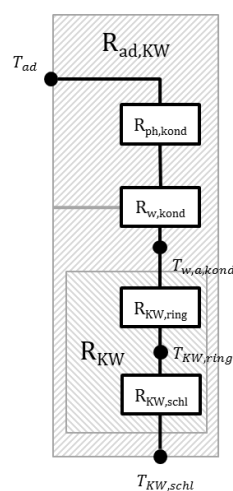


Abbildung F-6: Veranschaulichung des Widerstands $R_{ad,KW}$ mit Teilwiderstand R_{KW} im Ersatzschaltbild.

$R_{KW,ring}$ bezeichnet den Widerstand des konvektiven Wärmeübergangs von der Kondensatorwand an das im Ringspalt strömende Kühlwasser der mittleren Temperatur $T_{KW,ring}$. $R_{KW,schl}$ bezeichnet den

thermischen Widerstand des Wärmedurchgangs vom im Ringspalt strömenden Kühlwasser zum in der Wendel des Schlangenwärmeübertragers strömenden Kühlwasser der mittleren Temperatur $T_{KW,schl}$.

Zur Einschätzung der Relevanz der beiden Teilwärmeübertrager werden Reynoldszahlen und Wärmeübertragerflächen berechnet. Tabelle F-1 gibt ausgewählte Wärmeübertragerflächen $A_{in,ring}$ und $A_{a,schl}$ sowie nach Gleichung (F-1) bis (F-5) berechnete Reynoldszahlen der Strömung im Ringspalt und in der Wendel des Schlangenwärmeübertragers wieder. Die Stoffwerte basieren auf Wagner & Pruß [85] und sind der NIST Datenbank REFPROP [51] entnommen.

$$Re = \frac{w_{KW} \cdot d_h}{\nu_{KW}} = \frac{\dot{m}_{KW} \cdot d_h}{\nu_{KW} \cdot \rho_{KW} \cdot A_\phi} \quad (F-1)$$

mit

$$d_{h,schl} = d_{in,schl} \quad (F-2)$$

$$A_{\phi,schl} = \pi \cdot \left(d_{in,schl} / 2 \right)^2 \quad (F-3)$$

bzw.

$$d_{h,ring} = d_{a,ring} - d_{in,ring} = d_{a,ring} - d_{a,WR} \quad (F-4)$$

$$A_{\phi,ring} = \pi \cdot \left[\left(d_{a,ring} / 2 \right)^2 - \left(d_{in,ring} / 2 \right)^2 \right] \quad (F-5)$$

Tabelle F-1: Ausgewählte Charakteristika von Ringspalt- und Schlangenrohrwärmeübertrager des Kondensatorkühlers.

Größe	Symbol	Wert	Einheit
Innendurchmesser des Kondensatorkühlers	$d_{in,KK}$	0,050	m
Außendurchmesser des Ringspaltwärmeübertragers	$d_{a,ring}$ $= d_{in,KK} - 2d_{a,schl}$	0,038	m
Innendurchmesser des Ringspalts	$d_{in,ring} = d_{a,kond}$	0,012	m
Länge des Ringspalts	$l_{ring} = l_{kond}$	0,1	m
Innendurchmesser der Wendel des Schlangenrohrwärmeübertragers	$d_{in,schl}$	0,005	m
Außendurchmesser der Wendel des Schlangenrohrwärmeübertragers	$d_{a,schl}$	0,006	m
Länge der Wendel des Schlangenrohrwärmeübertragers	l_{schl}	1,67	m
Kühlwassermassenstrom	\dot{m}_{KW}	30	kg/h
Innere Wärmeübertragerfläche des Ringspalts = Mantelaußenfläche des Wärmerohrkondensators (ohne Berücksichtigung der Deckelfläche)	$A_{in,ring} = A_{a,kond}$	0,0038	m ²
Äußere Wärmeübertragerfläche des Schlangenrohrwärmeübertragers = Mantelaußenfläche der Wendel	$A_{a,schl} = A_{a,wendel}$	0,0316	m ²
Reynoldszahl der Strömung im Ringspalt bei 50 °C	Re_{ring}	388	-
Reynoldszahl der Strömung in der Wendel bei 50 °C	Re_{schl}	4.660	-

Tabelle F-1 ist zu entnehmen, dass die innere Wärmeübertragerfläche des Ringspalts um den Faktor 10 kleiner ist, als die mit der Wendel zur Verfügung gestellte Wärmeübertragerfläche. Zudem ist die nach Gleichung (F-1) bis (F-4) abgeschätzte Reynoldszahl im Ringspalt fast 10 fach kleiner als die der Strömung in der Wendel. Auf Grundlage der Ergebnisse wird vermutete, dass der thermische Widerstand des konvektiven Wärmeübergangs von der Kondensatorwand an das im Ringspalt strömende Kühlwasser $R_{KW,ring}$ den limitierenden Widerstand darstellt.

Der limitierende Widerstand $R_{KW,ring}$ soll vereinfachend nach VDI-Wärmeatlas [81]⁶⁰ für die Wärmeübertragung im konzentrischen Ringspalt bei laminarer Strömung und hydrodynamischen und thermischen Anlauf abgeschätzt werden. Die Wendel wird nur geometrisch zur Abschätzung der Breite des Ringspalts berücksichtigt. Da die Außenwandtemperatur des Kondensators $T_{w,a,kond}$ nicht bekannt ist, wird der Einfluss der Richtung des Wärmestroms auf die temperaturabhängigen Stoffwerte unter der konservativen Annahme berücksichtigt, dass die Außenwandtemperatur des Kondensators gleich der Dampftemperatur der adiabaten Zone ist ($T_{w,a,kond} = T_{ad}$). Abbildung F-7 gibt beispielhafte Messergebnisse für den Widerstand $R_{ad,KW}$ zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem Kühlwasser wieder und stellt diesen den theoretisch abgeschätzten Widerstand $R_{KW,ring}$ gegenüber. Es zeigt sich, dass der theoretisch abgeschätzte Teilwiderstand $R_{KW,ring}$ bei Annahme einer laminaren Strömung im Ringspalt unter der Berücksichtigung des hydrodynamischen und thermischen Anlaufs deutlich über dem gemessenen Gesamtwiderstand $R_{ad,KW}$ liegt.

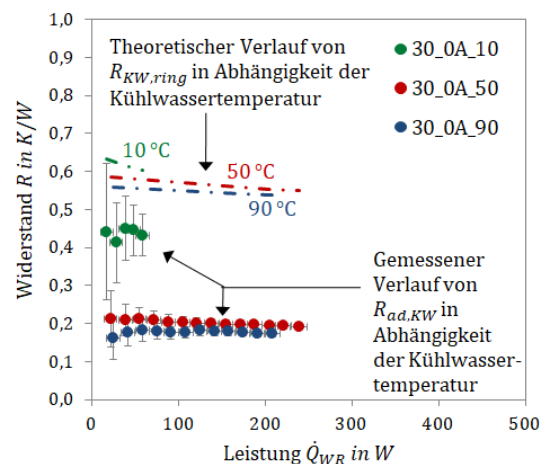


Abbildung F-7: Theoretischer Verlauf des Widerstands $R_{KW,ring}$ bei Annahme einer laminaren Ringspaltströmung mit hydrodynamischen/thermischen Anlauf im Vergleich mit dem gemessenen Verlauf des Widerstands $R_{ad,KW}$ in Abhängigkeit der Leistung für verschiedene Kühlwassertemperaturen.

Um die Rechtmäßigkeit des Vergleichs von Messwerten für $R_{ad,KW}$ mit dem theoretisch abgeschätzten Teilwiderstand $R_{KW,ring}$ zu prüfen, wird der Einfluss des Schlangenrohrwärmeübertragers auf die Messwerte des Widerstands $R_{ad,KW}$ analysiert. Die Messgröße des Widerstands $R_{ad,KW}$ zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem Kühlwasser ist in der Arbeit über die Differenz zwi-

⁶⁰ s. Kapitel G2, Absatz 1.3 bis 1.5.2 in Quelle [81], Randbedingung 1 / Index i

schen der Temperatur der adiabaten Zone T_{ad} und der mittleren⁶¹ Temperatur des Kühlwassers T_{KW} nach Gleichung (F-6) definiert.

$$R_{ad,KW} = \frac{\Delta T_{ad,KW}}{\dot{Q}_{WR}} = \frac{T_{ad} - T_{KW}}{\dot{Q}_{WR}} = \frac{T_{ad} - \frac{1}{2} \cdot (T_{KW, \text{ein}} + T_{KW, \text{aus}})}{\dot{Q}_{WR}} \quad (\text{F-6})$$

Erfolgt ein Vergleich der Messwerte mit dem theoretisch abgeschätzten Widerstand $R_{KW, \text{ring}}$, ist streng genommen gemäß Gleichung (F-7) für die mittlere Temperatur des Kühlwassers die mittlere Temperatur des Kühlwassers im Ringspalt $T_{KW, \text{ring}}$ einzusetzen, woraus der Widerstand $R_{ad, KW}^*$ zwischen dem Dampf der adiabaten Zone und dem im Ringspalt strömenden Kühlwasser resultiert.

$$R_{ad, KW}^* = \frac{\Delta T_{ad, KW}^*}{\dot{Q}_{WR}} = \frac{T_{ad} - T_{KW, \text{ring}}}{\dot{Q}_{WR}} = \frac{T_{ad} - \frac{1}{2} \cdot (T_{KW, x} + T_{KW, \text{aus}})}{\dot{Q}_{WR}} \quad (\text{F-7})$$

Die mittlere Temperatur des Kühlwassers im Ringspalt $T_{KW, \text{ring}}$ ist aufgrund fehlender Informationen zur Temperatur am Austritt der Wendel bzw. am Eintritt in den Ringspalt $T_{KW, x}$ (s. Abbildung F-5) unbekannt. Die Grenzen des Widerstands $R_{ad, KW}^*$ können jedoch über Maximum und Minimum der Temperatur $T_{KW, x}$ nach Gleichung (F-8) bzw. (F-9) abgeschätzt werden. Für den unwahrscheinlichen Extremfall, dass in der Wendel des Schlangenrohrwärmeübertragers praktisch keine Wärmeaufnahme erfolgt, liegt am Austritt der Wendel die Temperatur $T_{KW, x} \approx T_{KW, \text{ein}}$ vor. Der Widerstand $R_{ad, KW}^*$ wird maximal und entspricht $R_{ad, KW}$ (s. Gleichung (F-8)). Für den Extremfall, dass die Erwärmung des Kühlwassers überwiegend bereits in der Wendel erfolgt, liegt am Austritt der Wendel die Temperatur $T_{KW, x} \approx T_{KW, \text{aus}}$ vor. Der Widerstand $R_{ad, KW}^*$ wird minimal (s. Gleichung (F-9)). Der in Abbildung F-7 dargestellte Vergleich von theoretisch abgeschätztem Widerstand $R_{KW, \text{ring}}$ mit den Messwerten $R_{ad, KW} = R_{ad, KW, \text{max}}$ ist somit als konservativ einzustufen.

$$R_{ad, KW, \text{max}}^* = R_{ad, KW}^*(T_{KW, x} = T_{KW, \text{ein}}) = \frac{T_{ad} - \frac{1}{2} \cdot (T_{KW, \text{ein}} + T_{KW, \text{aus}})}{\dot{Q}_{WR}} = R_{ad, KW} \quad (\text{F-8})$$

$$\begin{aligned} R_{ad, KW, \text{min}}^* &= R_{ad, KW}^*(T_{KW, x} = T_{KW, \text{aus}}) = \frac{T_{ad} - \frac{1}{2} \cdot (T_{KW, \text{aus}} + T_{KW, \text{aus}})}{\dot{Q}_{WR}} \\ &= \frac{T_{ad} - T_{KW, \text{aus}}}{\dot{Q}_{WR}} \end{aligned} \quad (\text{F-9})$$

Die Ausführungen legen nahe, dass die theoretische Abschätzung des Widerstands $R_{KW, \text{ring}}$ nach VDI-Wärmeatlas [81]⁶² für die Wärmeübetragung im konzentrischen Ringspalt bei laminarer Strö-

⁶¹ Aufgrund der geringen Temperaturdifferenzen ist der Unterschied zwischen arithmetischer und logarithmischer Mittelwertbildung wie in Kapitel A.6 ausgeführt vernachlässigbar. Es wird der Standard der Solarthermie – die arithmetische Mittelwertbildung – angewandt.

⁶² s. Kapitel G2, Absatz 1.3 bis 1.5.2 in Quelle [81], Randbedingung 1 / Index i

mung und hydrodynamischen und thermischen Anlauf nicht gerechtfertigt ist. Der Versuch der Berücksichtigung der wärmeaufnehmenden Wendel durch Anwendung der Randbedingung (3) „Wärmeübertragung an beiden Rohren“ (Index b in [81]) bringt Ergebnisse derselben Größenordnung. Erst eine Abschätzung des Wärmeübergangs bei Annahme einer voll ausgebildeten turbulenten Strömung mit $Re = 10^4$ liefert Werte für $R_{KW,ring}$ in einer realistischen Größenordnung (s. Abbildung F-8). Es wird angenommen, dass durch die Kombination von Schlangenrohrwärmeübertrager und Ringspaltwärmeübertrager eine deutlich turbulenterer Strömung forciert wird, als alleine auf Grundlage der global geringen Strömungsgeschwindigkeit im Ringspalt erwartet werden kann.

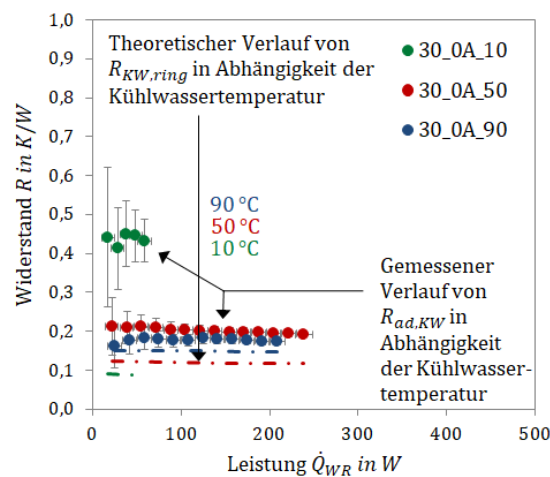


Abbildung F-8: Theoretischer Verlauf des Widerstands $R_{KW,ring}$ bei Annahme einer voll ausgebildeten turbulenten ($Re = 10^4$) Ringspaltströmung im Vergleich mit dem gemessenen Verlauf des Widerstands $R_{ad,KW}$ in Abhängigkeit der Leistung für verschiedene Kühlwassertemperaturen.

Es zeigt sich, dass der Wärmeübergang im Kondensatorkühler R_{KW} aufgrund der komplexen Geometrie des Kühlers nicht vereinfacht theoretisch beschrieben werden kann. Damit ist eine theoretische Abschätzung des Verlaufs von $R_{KW}(\dot{Q}_{WR})$ bzw. $R_{KW}(T)$ nicht gesichert möglich, die für eine Interpretation des Einflusses des Wärmerohrbetriebs auf den Verlauf von $R_{ad,KW}(\dot{Q}_{WR})$ bzw. $R_{ad,KW}(T)$ von Interesse ist. Aus diesen Gründen wird in der Arbeit auf eine entsprechende Abschätzung bzw. Interpretation verzichtet. Die in Kapitel 4.3 gemachten Ausführungen zu der Annahme, dass eine deutliche Änderung im Verlauf des thermischen Widerstands $R_{ad,KW}(\dot{Q}_{WR})$ bzw. ein deutlicher Unterschied im Widerstand $R_{ad,KW}(\dot{Q}_{WR})$ unter bestimmten Randbedingungen dem Wärmerohrbetrieb zugeschrieben werden können, gelten ungeachtet dessen.

G Darstellung des Testkollektors „Demoflex“

Der Bau des Test-Streifenfassadenkollektors „Demoflex“ dient im Projekt „ArKol“ in erster Linie dazu, die Schnittstellen zwischen Fassaden- und Kollektortechnologie klar zu identifizieren sowie das optische Erscheinungsbild des Fassadenkollektors zu optimieren. Zudem wird der Kollektor am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE vermessen, um die Kollektorwirkungsgradkennlinie unter vertikaler und horizontaler Ausrichtung zu bestimmen. Die Ergebnisse können der Arbeit von Hermann et al. [38] entnommen werden. Abbildung G-1 skizziert den Aufbau eines einzelnen Kollektorstreifens mit Anbindung an den Sammelkanal und Mauerwerk. Abbildung G-2 zeigt ein Foto des Testkollektors „Demoflex“, der aus zwei kurzen und drei langen Kollektorstreifen sowie Putzfassadenelementen besteht. Eine Skizze des Testkollektors mit für die Arbeit relevanten Abmessungen ist in Abbildung G-3 gegeben. Aufgrund der divergierenden Zeitpläne des Projekts „ArKol“ und der Dissertation wurden für den Bau des Testkollektors „Demoflex“ kommerzielle Wärmerohre mit Netz-Kapillarstruktur verwendet, deren experimentelle Analyse in einer vorangehenden Arbeit von Morawietz et al. [56] dargelegt ist. Um die einfallende solare Energie vollständig übertragen zu können, erfolgt die Montage von je zwei Netz-Wärmerohren pro Absorberstreifen unter einem Winkel von $+4,5^\circ$.

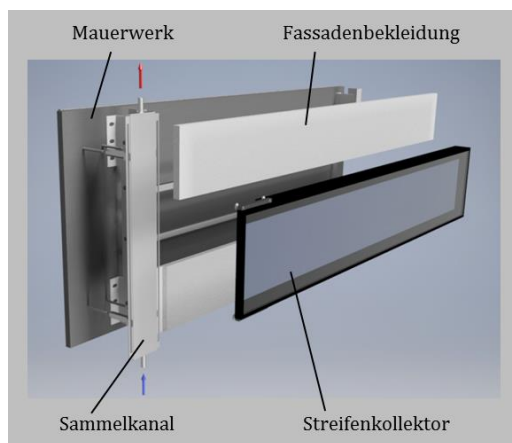


Abbildung G-1: Skizze des Aufbaus eines einzelnen Kollektorstreifens des Testkollektors „Demoflex“ mit Mauerwerk und Fassadenbekleidung; © Fraunhofer ISE.



Abbildung G-2: Foto des Testkollektors „Demoflex“; © Fraunhofer ISE.

H Sonstiges

Tabelle H-1: Eingangswerte der Kollektorjahressimulation nach Lämmle [50].

Größe	Wert / Information
Verwendetes System	System (d) – Kombinierte Heizungs- und Trinkwasserunterstützung in einem Einfamilienhaus
Kollektorart	Flachkollektor mit Parametern $\eta_0 = 0,815$; $c_1 = 3,52 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$; $c_2 = 0,012 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$
Fassadenausrichtung	Südfassade 90°
Kollektorfläche	12 m^2
Speichervolumen	800 Liter
Standort	Würzburg
Quelle Wetterdaten	Software „Meteonorm“

Tabelle H-2: Eingangswerte zur Berechnung der maximal von einem Wärmerohr im Testkollektor „Demoflex“ zu übertragenden Leistung $\dot{Q}_{\text{Demoflex,max}}$ nach Gleichung (H-2).

Größe	Symbol	Wert	Einheit
Maximale Einstrahlung auf die Fassadenoberfläche	G_{max}	900	W/m^2
Effektives Transmissions-Absorptions-Produkt	$(\tau\alpha)_e$	0,9	-
Kollektorwirkungsgradfaktor	F'	0,9	-
Breite des Absorbers	b_{abs}	0,156	m
Länge des Absorbers / Verdampfers des Wärmerohrs	l_{abs}	1,22	m
Maximal zu übertragende Leistung eines Wärmerohrs	$\dot{Q}_{\text{Demoflex,max}}$	139	W

Tabelle H-3: Zur Bestimmung des Inertgasgehalts im Schnelltest gemessene Temperaturdifferenz ΔT beispielhaft ausgewählter Test-Thermosiphons der gelieferten Chargen.

Nummer	Info	P_{el}	vor Messreihe		nach Messreihe	
			ΔT	T_{umg}	ΔT	T_{umg}
			W	K	K	$^\circ\text{C}$
TS30	In vorliegender Arbeit vermessen	10	1,0	21,9	1,5	23,8
TS45	In vorliegender Arbeit vermessen	10	1,0	23,5	2,9	23,8
TS30_2		10	4,4	22,8	-	-
TS30_3		10	4,6	22,1	-	-
TS30_4	Test-Thermosiphons „C_2“ der Veröffentlichung [56]; Herstellungsfehler laut Zulieferer	10	13,5	23,2	-	-
TS45_2		10	4,1	22,3	-	-
TS45_3		10	3,7	21,8	-	-
TS50_4	Herstellungsfehler laut Zulieferer	10	23,9	23,3	-	-

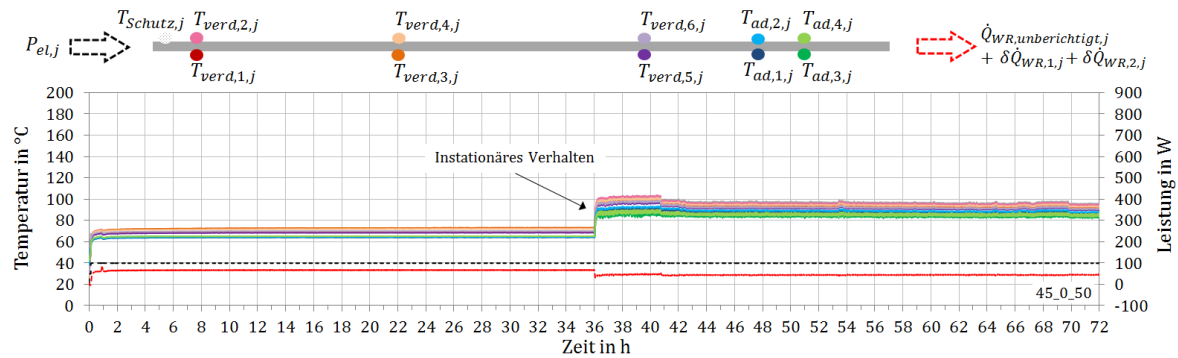


Abbildung H-1: Beispiel für instationäres Verhalten bei einer Haltedauer der 100-Wel-Stufe für 72 h für Test-Thermosiphon TS45 bei einem Neigungswinkel von 0° und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C.

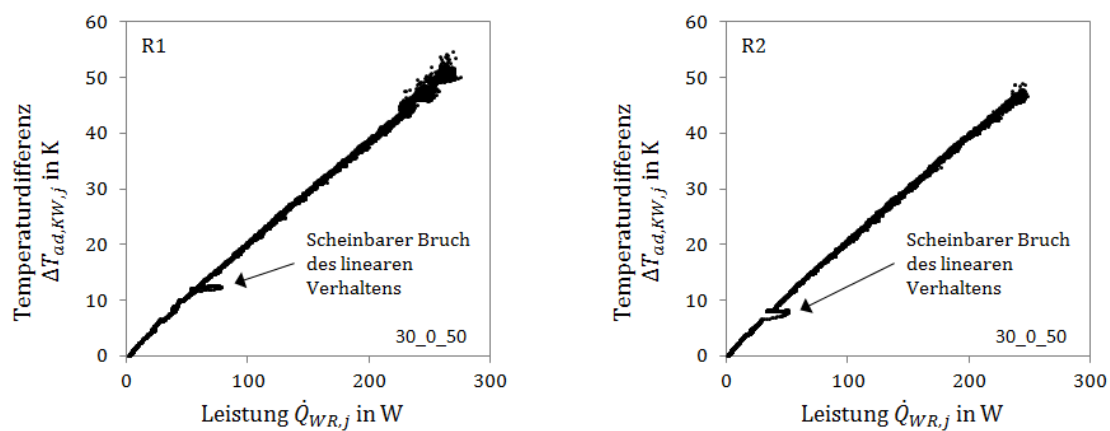


Abbildung H-2: Fehlinterpretation der Leistungsgrenze bei Auftragung der primären Messgrößen bei Verwendung des Leistungsgrenzkriteriums „Bruch der Linearität“ am Beispiel der Referenzmessungen R1 (links) und R2 (rechts) für Test-Thermosiphon TS30.

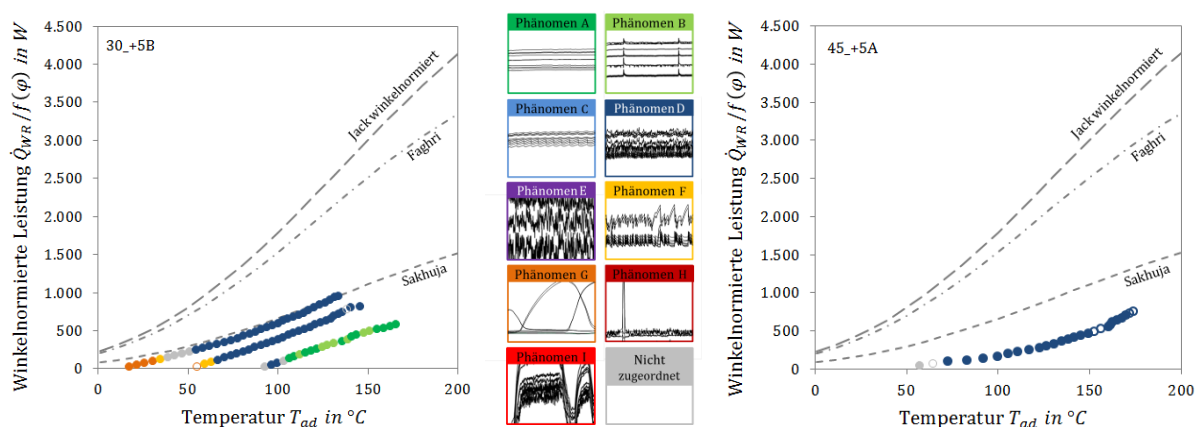


Abbildung H-3: Vergleich von Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze nach Faghri [30], Jack [42] und Sakhuja [69] mit winkelnormierten Leistungsgrenzpunkten bei einem Neigungswinkel von +5° des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) für ausgewählte Durchläufe.

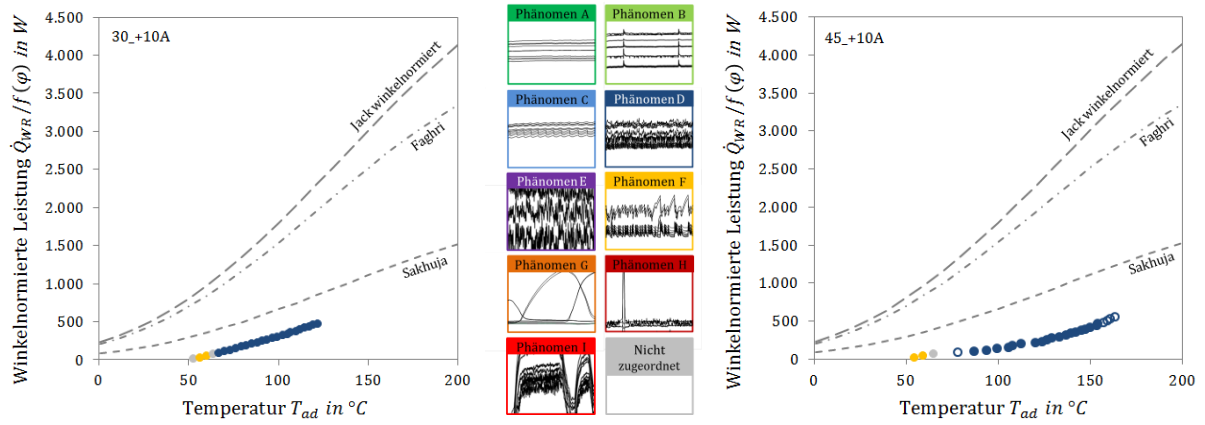


Abbildung H-4: Vergleich von Korrelationen der Wechselwirkungsgrenze nach Faghri [30], Jack [42] und Sakhuja [69] mit winkelnormierten Leistungsgrenzpunkten bei einem Neigungswinkel von +10° des Test-Thermosiphons TS30 (links) und TS45 (rechts) für ausgewählte Durchläufe.

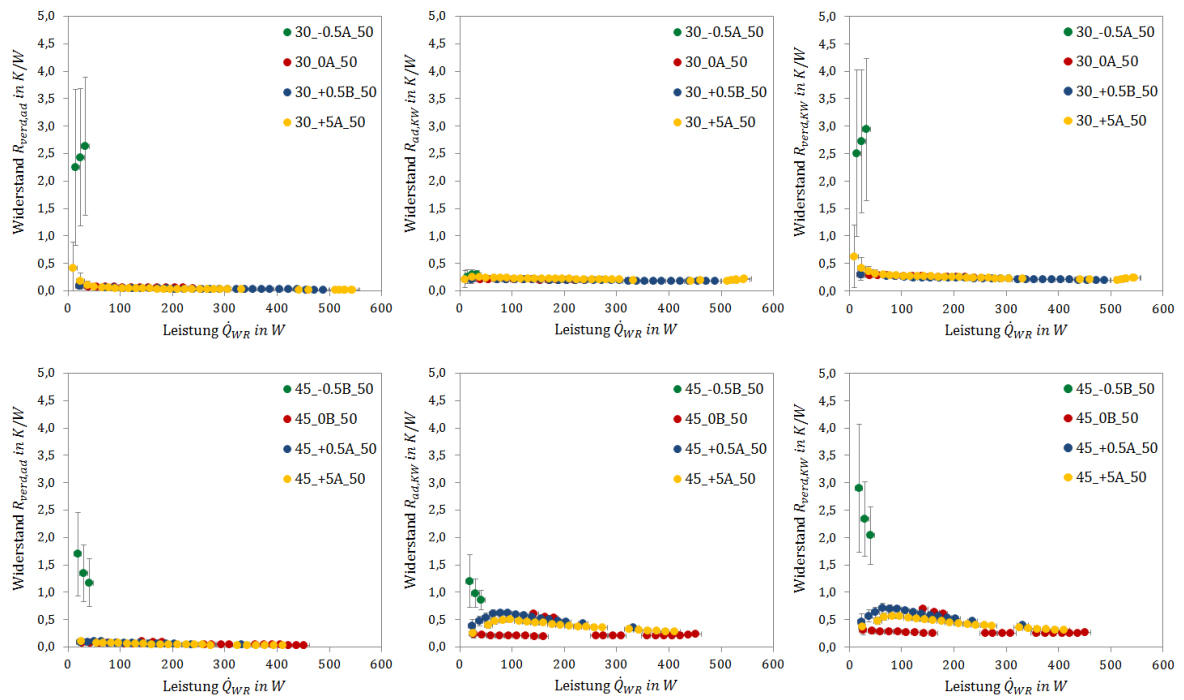


Abbildung H-5: Thermische Widerstände in Abhängigkeit der übertragenen Leistung für Neigungswinkel von -0,5°, 0°, +0,5° und +5° bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C für ausgewählte Durchläufe von Test-Thermosiphon TS30 (oben) und Test-Thermosiphon TS45 (unten): Teilwiderstände $R_{verd,ad}$ (links) und $R_{ad,KW}$ (Mitte) und Gesamtwiderstand $R_{verd,KW}$ (rechts).

In der Arbeit verwendete Form der Kollektorwirkungsgradkennlinie [26, 50]:

$$\eta_{kol} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{G \cdot A} = \eta_0 - c_1 \cdot \frac{(T_{SF} - T_{umg})}{G} - c_2 \cdot \frac{(T_{SF} - T_{umg})^2}{G} \quad (H-1)$$

daus folgt:

$$\dot{Q}_{Nutz,max} = \dot{Q}_{Nutz}(T_{SF} = T_{umg}; G = G_{max}) = \eta_0 \cdot G_{max} \cdot A = F' \cdot (\tau\alpha)_e \cdot G_{max} \cdot A \quad (H-2)$$

